

INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS NO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE CHUMACEIRAS AXIAIS DE ESMAGAMENTO DE PELÍCULA COMPRESSÍVEL

André Batista Pestana

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em

Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Eduardo Joaquim Anjos de Matos Almas

Júri

Presidente: Prof. Luís Manuel Varejão de Oliveira Faria

Orientador: Prof. Eduardo Joaquim Anjos de Matos Almas

Vogais: Prof. Miguel António Lopes de Matos Neves

Tenente-Coronel Eng Mat António José dos Santos Martins

Novembro 2015

À minha família

Agradecimentos

Manifesto os mais sinceros agradecimentos a todas as pessoas que contribuíram direta ou indiretamente, na elaboração desta dissertação de mestrado, com destaque:

Ao meu orientador científico, Professor Doutor Eduardo Joaquim Anjos de Matos Almas, pela orientação e apoio ao longo de todo o trabalho. Agradeço ainda, todo o conhecimento transmitido não só no âmbito da dissertação de mestrado como na resolução de problemas gerais de engenharia.

Ao Coronel Eng. MAT João Paulo Barreiros Pereira da Silva que, com amizade, sempre me apoiou ao longo de todo o percurso na Academia Militar.

Ao professor Doutor da Academia Militar, José Borges, por ter apoiado o Curso de Serviço Material, ao longo destes últimos anos.

À Academia Militar, pela formação de excelência proporcionada, contribuindo para o meu desenvolvimento no âmbito pessoal e militar.

Aos meus camaradas da Academia Militar e amigos pela lealdade, apoio e amizade ao longo do meu percurso académico.

À minha mãe, irmão e irmã por toda a confiança, amor e pela sua presença nos melhores e piores momentos da minha vida.

À minha amiga, Cristina Esteves, por toda a amizade e pelo apoio no processo de revisão desta dissertação.

Resumo

No presente trabalho são estudadas chumaceiras axiais de esmagamento de película compressível. A lubrificação deste componente mecânico, é conseguida por meio de um fluido gasoso justificando a obtenção de soluções por via de experimentação numérica, uma vez que atualmente ainda não é possível recorrer-se a métodos analíticos.

Através da simulação numérica, analisa-se a influência de alguns parâmetros operacionais na resposta deste tipo de chumaceira.

Na análise dos resultados verifica-se que a posição média final do elemento suportado é independente da espessura de película inicial utilizada, desde que esta não ultrapasse o valor limite em que a pressão gerada não consiga fazer face à aceleração da massa durante a fase descendente, resultando no contacto entre as superfícies dos elementos da chumaceira.

A utilização de frequências elevadas é recomendável uma vez que promove uma maior separação de superfícies, menor dissipação de energia por parte da película lubrificante e menor amplitude de oscilação do elemento suportado, embora com as desvantagens do período transiente ser superior e do ganho do afastamento do elemento suportado se reduzir significativamente, seguindo um modelo assintótico.

Em condições de pressão constante e frequência elevada, o sistema, com o aumento da massa, reage de forma a permitir uma melhor lubrificação da chumaceira e a reduzir a oscilação do elemento suportado. Por outro lado, a rigidez do sistema aumenta fazendo face a uma possível sobrecarga.

Palavras-chave: Tribologia, Chumaceira Axial de Esmagamento de Película, Lubrificação com Fluido Compressível, Experimentação Numérica, Parâmetros Operacionais.

Abstract

This document presents a study of compressible squeeze film thrust bearings. The lubrication of this mechanical component is achieved by a gaseous fluid for which there are no available analytical solutions thus requiring the use of numerical experimentation.

Through a numerical simulation, it was analyzed the influence of some operational parameters in the performance of this type of bearing.

From the results analysis it can be concluded that the mean final position of the supported element is independent of the initial film thickness used, provided it does not exceed the threshold value at which the pressure generated can not cope with the acceleration of the mass during the downturn resulting in contact between the surfaces of the bearing elements.

The use of higher frequencies is recommended since it promotes greater separation between surfaces, lower energy dissipation by the lubricating film and a lower amplitude of oscillation of the supported element, however with the disadvantages of having a larger transient period and a significantly reduced increase in the support element clearance approaching an asymptotic limit.

Under conditions of constant pressure and high frequency, the system reacts to an increase in the supported mass leading to an improved lubrication of the bearing and a reduced oscillation of the supported element. It also increases the stiffness coping better with a possible overload.

Keywords: Tribology, Squeeze Film Thrust Bearing, Compressible Fluid Lubrication, Numerical Experimentation, Operation Parameters.

Conteúdo

Agradecimentos	V
Resumo	VII
Abstract	IX
Lista de Tabelas	XIII
Lista de Figuras	XVI
Nomenclatura	XVIII
1 Enquadramento da Dissertação	1
1.1 Introdução	1
1.2 Contexto e Motivação	2
1.3 Objectivos	3
1.4 Estrutura da Dissertação	3
2 Breve Revisão Bibliográfica e Fundamentos	5
2.1 Revisão Bibliográfica da Teoria de Lubrificação	5
2.1.1 Desenvolvimento teórico do efeito de esmagamento de película de ar	7
2.1.2 Aplicações	8
2.1.3 Classificação de Chumaceiras de Ar	10
2.2 Fundamentos	12
2.2.1 Caracterização e Equações do Modelo Teórico	12
2.2.2 Métodos Numéricos	20
3 Experimentação Numérica	22
3.1 Preparação do Programa C-NZ.FOR	22
3.1.1 Alterações efetuadas no programa	23
3.1.2 Validação do programa	24
3.2 Criação do Programa para Tratamento Gráfico dos Resultados	25
4 Casos de Estudo	27
4.1 Estudo da Influência da Espessura Inicial de Película na Posição Média Final da Massa	27
4.1.1 Introdução	27
4.1.2 Procedimentos adotados	27

4.1.3	Resultados e conclusões	28
4.2	Estudo da Influência da Frequência na Posição Média Final da Massa	31
4.2.1	Introdução	31
4.2.2	Procedimentos adotados	31
4.2.3	Resultados e conclusões	32
4.3	Comparação do Sistema com uma Mola considerada Ideal	36
4.3.1	Influência da frequência no desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película	36
4.3.2	Influência da frequência no desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado	38
4.3.3	Conclusões	40
4.4	Estudo da Influência da Variação Simultânea da Massa e Área a Razão Constante na Posição Média Final da Massa	41
4.4.1	Introdução	41
4.4.2	Procedimentos adotados	41
4.4.3	Resultados e conclusões	41
4.5	Estudo da Influência da Frequência no Período Transiente	46
4.5.1	Introdução	46
4.5.2	Procedimentos adotados	46
4.5.3	Resultados e conclusões	46
4.6	Influência da Rigidez do Sistema na Espessura Média de Película final	48
4.6.1	Introdução	48
4.6.2	Análise em condições de área constante	48
4.6.3	Análise em condições de pressão constante	50
5	Conclusões	53
6	Trabalho futuro	57
	Referências	61

Lista de Tabelas

3.1	Variação relativa dos resultados obtidos nos dois programas.	25
4.1	Valores fixos das variáveis.	27
4.2	Parâmetros constantes no caso de estudo.	31
4.3	Deslocamento adimensional para cada frequência analisada.	33
4.4	Desfasamento entre pressão média e espessura mínima de película para cada caso considerado.	37
4.5	Desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado para as frequências consideradas.	39
4.6	Amplitude do movimento oscilatório do elemento suportado para as diferentes frequências utilizadas.	40
4.7	Caracterização dos elementos de estudo.	41
4.8	Variação do deslocamento adimensional com o aumento da frequência para a mesma razão massa/área.	44
4.9	Caracterização do caso de estudo.	46
4.10	Dados referentes ao período transiente de cada frequência.	47
4.11	Variação relativa de espessura média de película em condições de área constante. . . .	49
4.12	Variação da rigidez com o aumento da frequência em condições de área constante. . . .	50
4.13	Caraterização dos elementos suportados em análise.	50
4.14	Variação relativa de espessura média de película em condições de pressão constante. .	51
4.15	Variação da rigidez com o aumento da frequência em condições de pressão constante. .	51
5.1	Tabela resumo de recomendações para condições específicas de projeto.	56

Lista de Figuras

2.1	Representação de algumas aplicações do giroscópio.	8
2.2	Desenvolvimento do efeito de esmagamento de película em ecrãs tácteis.	9
2.3	Esquema representativo de uma chumaceira aeroestática.	11
2.4	Esquema representativo de uma chumaceira aerodinâmica.	11
2.5	Esquema representativo de uma chumaceira de esmagamento de película.	12
2.6	Esquema simplificado de uma chumaceira de esmagamento de película de ar.	13
2.7	Superfície plana com eixos x-y.	15
2.8	Superfície circular plana.	16
2.9	Representação do modelo dinâmico da chumaceira baseado no modelo físico da mesma.	17
2.10	Sistema dinâmico do elemento suportado da chumaceira.	18
3.1	Inicialização e finalização dos ficheiros de leitura de dados e escrita de resultados.	23
3.2	Adição das condições "IF" no cálculo dos factores de proporcionalidade.	24
3.3	Esquema representativo da realização de experiências com base na simulação numérica.	26
4.1	Posições da massa no instante inicial.	28
4.2	Pressão média adimensional para três espessuras médias iniciais de película diferentes.	29
4.3	Deslocamento médio adimensional para três espessuras médias iniciais de película diferentes.	29
4.4	Distância entre os elementos de chumaceira para três espessuras médias iniciais de película diferentes.	30
4.5	Pressão média Adimensional para frequências diferentes.	32
4.6	Deslocamento médio Adimensional para frequências diferentes.	33
4.7	Distribuição média de pressão no espaço para frequências diferentes.	34
4.8	Representação da influência do aumento da frequência no fluxo de partículas de ar, em que b) corresponde ao caso com frequência mais elevada.	35
4.9	Desfasamento entre pressão média e espessura média de película para frequências diferentes.	37
4.10	Desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado para frequências diferentes.	39
4.11	Verificação gráfica da igualdade de pressões nos dois casos.	42

4.12 Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área.	42
4.13 Representação do afastamento de superfícies com o aumento da massa e área, mantendo a razão entre estes parâmetros.	43
4.14 Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área para $\omega=7383,878$ Hz.	44
4.15 Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área para $\omega=73838,78$ Hz.	44
4.16 Deslocamento médio Adimensional para cada frequência considerada.	47
4.17 Rigidez do sistema para três frequências diferentes, em condições de área constante. . .	49
4.18 Rigidez do sistema para as três frequências consideradas, em condições de pressão constante.	51

Nomenclatura

A	- Dimensão secundária em superfícies cartesianas
\overline{A}	- Área adimensional da película
A_z	- Área de película projectada num plano normal a z
A_1, A_2	- Área de película projectada para os casos 1 e 2
$ANG0$	- Ângulo da semi-abertura da geometria polar plana
B	- Dimensão característica da chumaceira
C_{ar}	- constante de amortecimento do ar
F	- Função que incorpora vários termos da equação de Reynolds
F_M	- Peso do elemento suportado
F_z	- Capacidade de carga na direção z
g	- Aceleração da gravidade
G_E	- Valor adimensional da dimensão exterior da geratriz da geometria polar plana
G_I	- Valor adimensional da dimensão interior da geratriz da geometria polar plana
G_z	- Componente adimensional da aceleração da massa suportada devido à gravidade
g_α, g_β	- Factores de escala ou proporcionalidade do sistema de coordenadas
H	- Espessura adimensional de película
h	- Espessura de película
h_0	- Espessura de película inicial
$IFRONT$	- Indicador de condições de fronteira
$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$	- Vectores unitários nas direcções x,y e z ,respectivamente
k	- Constante elástica linear
K_{nl}	- Constante elástica não-linear
K_{ar}	- constante elástica não-linear do ar
m, M	- Massa do elemento suportado
m_1, m_2	- Massa do elemento suportado para o caso 1 e 2
N_α, N_β	- Número de divisões do eixo α e β , respectivamente
P	- Pressão adimensional em cada ponto da película
P_α	- Pressão média em cada nó α
P^n	- Pressão média instantânea
p_{med}	- Pressão média adimensional da película
p_a	- Pressão atmosférica
R	- Coordenada polar adimensional segundo o raio da superfície
R_0	- Raio da superfície
r	- Raio
\vec{r}	- Vector adimensional da posição de um ponto genérico da película
Δr	- Intervalo segundo r

T	- Coordenada adimensional do tempo
t	- coordenada tempo
ΔT	- Intervalo segundo T
U	- Velocidade tangencial da superfície da chumaceira
\overline{U}	- Soma $U_i + U_{\bar{i}}$
u	- Velocidade normal da superfície da chumaceira
\overline{v}	- Soma de $v_i + v_{\bar{i}}$
$v_i, v_{\bar{i}}$	- Velocidades tangenciais das superfícies da chumaceira
X	- Coordenada cartesiana adimensional
X_i	- Coordenadas cartesianas dimensionais (x,y)
x_i	- Coordenadas cartesianas (x,y)
Y	- Coordenada cartesiana adimensional
Z	- Coordenada cartesiana adimensional ou deslocamento adimensional do elemento suportado
Z_1, Z_2	- Deslocamento adimensional para os casos 1 e 2
z	- Coordenada cartesiana
z_M	- Deslocamento do elemento suportado

Símbolos Gregos

α	- Coordenada adimensional curvilínea
$\Delta\alpha$	- Intervalo segundo α
β	- Coordenada adimensional curvilínea
$\Delta\beta$	- Intervalo segundo β
β	- Coordenada adimensional curvilínea
ε	- Amplitude de deslocamento relativo
θ, θ' (secção 2.4.1)	- Factores de ponderação da média das aproximações por diferenças finitas
Λ	- Parâmetro adimensional característico da chumaceira
μ	- Viscosidade dinâmica do fluido
ρ	- Densidade do fluido
τ	- Coeficiente adimensional da componente da aceleração da massa suportada devido à pr
ψ	- Produto PH
ω	- Frequência de oscilação do elemento de suporte

Capítulo 1

Enquadramento da Dissertação

1.1 Introdução

À medida que a civilização evolui, fazem-se descobertas que abrem horizontes e lançam novos desafios, dos quais muitos deles, constituem problemas de engenharia bastante complexos. Para a sua resolução, podem ser utilizados três métodos de análise: os analíticos, os de experimentação em laboratório e os numéricos ou de experimentação numérica.

Os métodos analíticos, embora sejam importantes na verificação dos métodos numéricos, só são aplicáveis a problemas com condições de fronteira e geometrias simples, distanciando-os muitas vezes da realidade. A sua resolução pode ser por vezes impossível ou impraticável.

A experimentação em laboratório, recorre a modelos físicos de teste com a configuração real ou à escala. No entanto, torna-se muito dispendiosa pelo custo dos provetes e número de ensaios requeridos.

A experimentação numérica baseia-se em modelos matemáticos, como por exemplo equações diferenciais sendo possível simular comportamentos e prever acontecimentos, de modo a obter uma solução aproximada para o problema.

No presente trabalho, o tipo de lubrificação considerada foi o esmagamento de película compressível associado a chumaceiras axiais, conseguido por intermédio de ar. Esta forma especial de separação de superfícies, é um caso muito particular, que conduz a fenómenos de amortecimento e rigidez não-linear. O facto de ser utilizado um fluido gasoso e portanto compressível, torna bastante difícil a obtenção de soluções exatas recorrendo a métodos analíticos. Utilizar o método de experimentação em laboratório, seria muito dispendioso e moroso, devido à necessidade de repetir testes que envolvem um elevado número de ciclos de oscilação. Recorre-se então, ao método de experimentação numérica que, através da combinação de equações, simula o comportamento deste tipo de chumaceira, obtendo-se soluções numéricas aproximadas [1].

A evolução contínua e exponencial da tecnologia, permitiu a criação de computadores de elevado desempenho e de grande capacidade de armazenamento. Este facto, possibilitou a utilização de técnicas de experimentação numérica com algoritmos complexos, para a resolução de problemas

que, outrora, eram difíceis ou impossíveis de solucionar, como por exemplo a realização deste trabalho.

1.2 Contexto e Motivação

Na atualidade, o interesse pela conservação das matérias primas e de energia, torna-se cada vez mais evidente face à escassez de recursos. O desgaste é uma das maiores causas de desperdício de materiais e qualquer redução neste fenómeno, pode dar origem a economias significativas. Para tal, recorre-se à lubrificação, uma vez que é o meio mais eficaz para controlar o desgaste e reduzir o atrito [2].

A ciência que estuda as superfícies interagentes em movimento relativo, as matérias e métodos com elas relacionados, denomina-se por Tribologia. A lubrificação é uma disciplina desta ciência com especial interesse na separação de superfícies, conseguida através de um filme de fluido viscoso. Este fluido pode ser um líquido praticamente incompressível, tal como os óleos, ou um gás compressível como por exemplo o ar. Como tem vindo a ser referido, é precisamente com este último que se obtém a separação de superfícies no tipo de chumaceira em estudo. A formação da película de fluido, impõe a existência duma pressão neste, para equilibrar a capacidade de carga aplicada entre as duas superfícies do mecanismo. Neste trabalho, a geração de pressão está associada ao efeito de esmagamento da película de ar quando as duas superfícies se aproximam [2].

As chumaceiras com lubrificantes gasosos têm vindo a despertar especial interesse nos últimos anos, devido às características que possuem e pelo facto de poderem ser usadas em diversas condições ambientais. No entanto, existem factores a ter em conta no fabrico deste tipo de chumaceiras, nomeadamente, as rugosidades e as asperezas das superfícies devem ter dimensões inferiores à espessura de película do fluido. Caso contrário, haverá pontos de contacto entre as duas superfícies, estando perante uma situação de lubrificação mista ou até lubrificação limite. Neste último caso, a área de contato é igual à que existiria sem lubrificação. São exigidas, deste modo, superfícies com bons acabamentos (rugosidade na ordem dos micrómetros) [2].

O facto de ser usado um fluido gasoso como meio interveniente na lubrificação de superfícies, confere inúmeras vantagens, destacando-se as seguintes [3] :

- O atrito é extremamente baixo relativamente aos óleos minerais (cerca de mil vezes menos que o óleo mineral mais fino);
- Sendo o gás ar, um lubrificante considerado "limpo", pode ser usado em máquinas no âmbito da medicina e em indústrias alimentares;
- O ar pode operar em ambientes de temperatura elevada uma vez que a sua viscosidade não se altera significativamente;
- Não ocorrem fenómenos de cavitação, ao contrário das chumaceiras com óleo mineral;
- No caso das chumaceiras de esmagamento de película compressível, não necessitam de um circuito fechado de alimentação de ar;

- Se for utilizado ar, este é um recurso gratuito e abundante;
- O tempo de vida do ar é superior relativamente a um óleo, devido à sua estabilidade química.

O modelo que melhor representa o comportamento real de uma chumaceira, é o que tem como base um sistema dinâmico, no qual os dois elementos de chumaceira interagem entre si, através de uma película de ar que atua como amortecedor viscoso e mola não-linear.

Ao elemento de suporte é transmitida uma oscilação a uma dada frequência (ω), fazendo-o oscilar na direção normal à superfície. Por sua vez, esta é transmitida pela película de ar ao elemento suportado (massa).

A capacidade de carga ou força de sustentação que impede a massa suportada de entrar em contacto com o elemento de suporte, é gerada através do equilíbrio das variações de pressão. Estas, têm origem nos movimentos axiais relativos dos elementos de chumaceira. Com a oscilação do elemento de suporte, o ar comprime e expande. Durante a fase de compressão, o ar é forçado a sair do interior da chumaceira e na fase de expansão, ocorre uma depressão e o ar entra. Para uma determinada frequência, a quantidade de ar que entra é muito superior à que sai, devido ao facto do comprimento da abertura na fase de compressão ser menor do que o comprimento na fase de expansão. Nos ciclos seguintes, a pressão vai aumentando até que não seja possível a entrada de mais ar, atingindo-se assim, o equilíbrio. Todo este processo é denominado por "efeito de bombeamento".

1.3 Objectivos

O trabalho tem como objectivo analisar e quantificar a influência dos parâmetros operacionais no comportamento dinâmico da chumaceira, permitindo, deste modo, a obtenção de recomendações quanto à melhor escolha destes, facilitando um futuro projeto deste componente mecânico. De modo a alcançar este objectivo, foi realizado um estudo paramétrico relativo ao comportamento da chumaceira em função da pressão gerada pela película lubrificante, da posição média final da massa, da rigidez da película de ar e do desfasamento entre os elementos de chumaceira.

1.4 Estrutura da Dissertação

A dissertação é constituída por cinco capítulos principais.

O 1º capítulo expõe o contexto em que se insere o trabalho, as suas motivações e os objetivos que levaram à realização desta dissertação.

No 2º capítulo apresenta-se uma breve revisão bibliográfica e fundamentos que abrangem vários marcos históricos, desde a descoberta da viscosidade como propriedade física dos fluídos até à aplicação de chumaceiras axiais de esmagamento de película compressível. Neste capítulo, descreve-se também o modelo dinâmico e o método de experimentação numérica que permite a simulação deste componente mecânico.

O 3º capítulo expõe as alterações efetuadas no código utilizado para a simulação e o programa que permitiu a análise dos resultados.

No 4º capítulo são apresentados os casos de estudo e os resultados que permitiram a obtenção de recomendações quanto à melhor escolha dos parâmetros operacionais.

Finalmente, no 5º e 6º capítulo, são feitas considerações finais e sugerem-se trabalhos futuros, respetivamente.

Capítulo 2

Breve Revisão Bibliográfica e Fundamentos

2.1 Revisão Bibliográfica da Teoria de Lubrificação

A data em que foram abordados os primeiros conceitos da teoria de lubrificação hidrodinâmica é desconhecida mas, segundo Oscar Pinkus [4], o primeiro investigador a realizar os primeiros trabalhos no âmbito desta ciência foi N.P.Petrov (1836-1920), cientista e engenheiro especializado no atrito de chumaceiras pertencentes a locomotivas. No seu livro *"Friction in Machines and the Effect of Lubricant on It"* [5], concluiu que a geração de atrito é proveniente duma propriedade física dos fluídos, a viscosidade e não, como era considerado até à época, a densidade. Posteriormente, defendeu que a natureza do atrito numa chumaceira era hidrodinâmica, ou seja, provinha das tensões de corte geradas pelo escorregamento entre as camadas do fluido viscoso presente nas chumaceiras e não da interação direta das suas superfícies sólidas em movimento relativo [6].

Ainda no mesmo período, em Inglaterra, B.Tower (1845-1904) apresenta conclusões dos trabalhos experimentais efetuados, em que num primeiro relatório (1882), afirmou que a lei do atrito sólido (lei de Coulomb) era menos adequada que a lei do atrito hidrodinâmico para efeitos da teoria da lubrificação. Concluiu também, que o atrito depende, embora pouco, da carga aplicada e que este aumenta com a velocidade do escoamento e diminui com o aumento da temperatura. Num segundo relatório (1885), através de medições da pressão ao longo da superfície da chumaceira, estabeleceu a relação entre a capacidade de carga e as pressões geradas pelo fluido lubrificante. Facto este associado à descoberta acidental durante a sua experiência utilizando uma chumaceira radial na qual verificou que o óleo saía sempre por um furo de localizado por debaixo da carga aplicada. Para impedir a saída começou por tapar o furo com uma rolha e depois com um taco de madeira, verificando que a pressão o impelia sempre para fora. Colocou assim, um aparelho para medir a pressão e verificou que a pressão gerada era suficiente para separar as superfícies da chumaceira. [6, 7].

Os estudos experimentais de Tower preconizaram pela primeira vez, a realidade da existência de pressão hidrodinâmica numa película lubrificante, servindo como base para a teoria da lubrificação.

No entanto, nenhum conceito experimental deve sustentar, por si só, uma teoria. Para fundamentar os resultados experimentais O. Reynolds (1842-1912), em 1886, considerou duas placas paralelas, imersas num fluido líquido, em que uma delas era dinâmica e a outra estática, desenvolvendo assim, a base da lubrificação hidrodinâmica, a equação de Reynolds [7]. Esta, traduz a pressão gerada pela película, que tem origem no movimento tangencial relativo das superfícies da chumaceira, forçando o fluido a entrar numa conduta convergente. Este fenómeno, é denominado por efeito de cunha. No entanto, o conceito de esmagamento de película só mais tarde foi abordado com a adaptação desta equação. Em 1914, foi adaptada de modo a poder ser utilizada na obtenção de soluções bidimensionais por Christopherson [6].

O uso de ar como lubrificante foi sugerido pelo cientista francês Hirn, em 1854, porém a sua utilização não foi desenvolvida até 1895, quando surge a publicação de experiências realizadas por A. Kingsbury (1863-1943), que fundamentavam realmente o uso de ar em chumaceiras, constituindo a base da teoria de lubrificação aerodinâmica, adicionando assim, ao campo da lubrificação, a hipótese de utilizar fluidos compressíveis [8].

O modelo teórico que sustentava as experiências de Kingsbury surgiu somente em 1913, após a reformulação matemática da equação de Reynolds por W. J. Harrison, que permitiu a aplicação desta equação para o caso específico de fluidos compressíveis, com base na equação dos gases perfeitos em condições isotérmicas [6, 9].

Em 1917, John William Strutt (1842-1919), mais conhecido por Lord Rayleigh, foi o primeiro a calcular a capacidade de carga e o binário de atrito de uma chumaceira axial hidrostática, na qual o fluido lubrificante encontrava-se no estado líquido e era previamente pressurizado por uma fonte externa. No entanto, este tipo de chumaceira já tinha sido estudado por L.D Girard em 1865, tendo demonstrado o princípio de separação de superfícies e a diminuição do atrito por injeção de óleo pré-pressurizado, marcando o início do desenvolvimento das chumaceiras hidroestáticas [7] .

A equação de Reynolds para fluidos incompressíveis é uma equação diferencial linear, no entanto, a mesma equação aplicada a fluidos compressíveis trata-se de uma equação diferencial não-linear. Devido a este último facto, é necessária a utilização de aproximações assintóticas para se obterem soluções analíticas aproximadas. Ausman, em 1959 e em 1961, através da linearização da equação de Reynolds, obteve soluções para chumaceiras radiais, recorrendo à limitação da variação da espessura de película a valores muito pequenos. Mais tarde, Pan (1980) descobre outra solução assintótica, considerando para tal, a velocidade relativa das superfícies da chumaceira a tender para valores infinitos [6].

Na mesma década, foi alargado o campo de aplicação da equação de Reynolds, aplicada a fluidos incompressíveis e compressíveis, passando a considerar os efeitos de turbulência, inércia, térmicos, bem como os comportamentos não-Newtoniano e Elastohidrodinâmico, factos que se devem a Szeri (1987) [10].

2.1.1 Desenvolvimento teórico do efeito de esmagamento de película de ar

O termo "esmagamento de película", está associado a qualquer fluido entre duas superfícies que se movem com velocidade na direção normal em relação a estas. Se este movimento for de aproximação, denomina-se por "esmagamento positivo" ou contrariamente "esmagamento negativo", tratando-se do afastamento de superfícies [11].

O primeiro autor a abordar este conceito associado a fluídos compressíveis foi Tipei, em 1954 [12].

O efeito da compressibilidade na distribuição de pressão de uma abertura estreita entre um cilindro rotativo e um plano, foi estudado e provado por Taylor e Saffman, em 1957, após a descoberta da bomba centrípeta por Popper e Reiner (1956-1957) [13].

A primeira derivação da equação de Reynolds com as simplificações de espessura de película fina e plana em condições isotérmicas, aplicada a gases ideais, só foi realizada em 1962 por Langlois, com a particularidade do deslocamento das superfícies da chumaceira ser um movimento relativo normal e tangencial [1, 14].

Em 1964, Salbu [12] desenvolve um modelo de chumaceira de esmagamento de película, utilizando duas placas paralelas, com o objectivo de gerar uma capacidade de carga positiva através da oscilação das superfícies, muito próximas uma da outra, com recurso a atuadores magnéticos. Salbu verificou, após algumas experiências, que para baixas frequências a força exercida pela película tende a estar em fase com a velocidade de esmagamento. No entanto, para altas frequências tende a estar em fase com o deslocamento deste. A publicação de Salbu, despertou um grande interesse na comunidade científica, de modo a que na década de 60, o número de patentes devido à concepção de novas chumaceiras deste tipo aumentou, destacando-se os autores: Emmerich [15], Warnock [16] e Farron [17] [18, 19].

Com a aplicação dos métodos numéricos para a simulação de chumaceiras de esmagamento de película compressível utilizando frequências elevadas, verifica-se que a sua resolução é morosa. O mesmo acontece, se nas mesmas condições, for procurada uma solução estável obtida a partir de um valor inicial, traduzindo-se num elevado número de ciclos. Para estes casos, em alternativa aos métodos numéricos, é possível utilizar os assintóticos, uma vez que a solução resultante da utilização de uma frequência de oscilação elevada, tende para a mesma solução obtida com o valor de frequência infinito, tal como proposto por Pan em 1967 [20]. Mais tarde, este método foi utilizado noutras investigações, destacando-se as obras de Chiang, Pan, Strodtman e DiPrima [21].

Posteriormente, foram desenvolvidos trabalhos com recurso a métodos numéricos considerando placas paralelas com geometria circular, tendo por objetivo analisar chumaceiras de esmagamento de película compressível, com a particularidade da introdução de massa suportada. Estas investigações, foram realizadas por Beck, Holliday e Strodtman [22].

Em 1970, Reddi e Chu apresentaram no seu trabalho, soluções para a equação de Reynolds adaptada a fluídos compressíveis em regime estacionário, obtidas a partir do método de elementos finitos. Porém, estas não incluíam o efeito de esmagamento de película [23].

Entre 1973 e 1974, Whymark [24] apresentou os seus estudos onde utilizou um disco plano de latão com diâmetro de 50 mm e espessura de 0,5 mm, expondo-o a uma frequência de vibração de 20 kHz,

conseguindo um "efeito de levitação".

Com o desenvolvimento da análise numérica, consequência do crescimento de ferramentas computacionais na década de 90, foi possível a muitos investigadores obter soluções numéricas aproximadas. Matos Almas, em 1992, desenvolveu métodos de análise numérica, considerando o efeito de esmagamento de película compressível em chumaceiras axiais, para aplicação em computador pessoal [6].

2.1.2 Aplicações

O interesse por parte dos fabricantes de computadores e das indústrias aeroespaciais, na aplicação dos estudos realizados nas décadas de 80 e 90 sobre este tipo de chumaceiras foi elevado, surgindo inúmeras aplicações nesta área. Entre as épocas referidas, surgiu o sensor giroscópio com a finalidade de medir a taxa de variação angular para o controlo do movimento de um determinado objeto. Existem muitas aplicações para este componente, destacando-se as seguintes [1]:

- sistemas de navegação por GPS em navios, aviões e automóveis;
- indústrias de electrónica de consumo: como câmaras de vídeo, dispositivos de controlo remoto e jogos de computador;
- indústrias militares: sistemas de guiamento para mísseis e viaturas não tripuladas, sensores de impacto, mecanismos de segurança ou de armar em mísseis e em munições explosivas;
- indústrias automóveis: sistemas de segurança avançados tais como controlo de estabilidade, detecção e prevenção de capotamento, novas gerações de airbag e sistemas de travagem.



Figura 2.1: Representação de algumas aplicações do giroscópio (adaptada de [25]).

Em 2005, foi considerada a influência do amortecimento que resulta do esmagamento de película compressível e o efeito no comportamento dinâmico de micro-sistemas electro-mecânicos (ou em inglês MEMS) [1].

Em 2006, Yoshimoto et al. criaram um novo conceito de guiamento linear aplicado a máquinas industriais, constituído por uma camada de atuadores piezoeléctricos com frequência de oscilação na gama de ultra-sons, eliminando assim, o ruído [26].

O desenvolvimento da tecnologia é um processo exponencial e visa não só facilitar a prática de tarefas complexas como também aproximar a interface virtual à vida quotidiana.

A falta de resposta tátil é um problema significativo dos ecrãs atuais, uma vez que muitos deles respondem apenas através de uma vibração generalizada após o toque, tal como representado na figura 2.2a. Sem este tipo de resposta, os utilizadores têm de confiar quase totalmente na resposta visual para realizar uma determinada ação. Como resultado, a performance dos utilizadores diminui e o esforço visual é sobrecarregado. Um exemplo deste tipo de situação, é o utilizador poder observar uma interface gráfica como por exemplo um botão, mas não conseguir identificá-lo através do toque no meio envolvente. Adicionar a este tipo de ecrãs a resposta tátil é uma solução promissora para abordar este problema. Para tal, foi criado um ecrã, que tem como princípio de funcionamento a redução do coeficiente de atrito na superfície. O ar, localiza-se num espaço muito pequeno entre a superfície tátil e uma com atuadores piezoeléctricos, sendo comprimido por ação desta última (figura 2.2b). Se a frequência for suficientemente alta (26 kHz) e o espaço entre as duas superfícies for muito pequeno de modo a "encurralar" o ar, dá-se um aumento de pressão (sobreatmosférica) e uma consequente elevação da superfície tátil. Este efeito permite ao utilizador ter a sensação de textura (figura 2.2c). O ecrã referido (STIMTAC) surgiu com base num projecto realizado em 2011 por Amberg et al. [27].

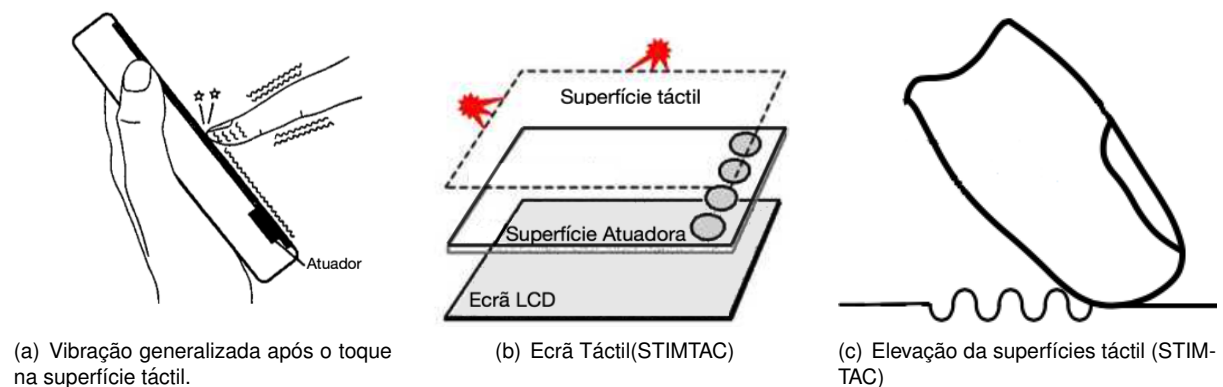


Figura 2.2: Desenvolvimento do efeito de esmagamento de película em ecrãs tácteis [28].

2.1.3 Classificação de Chumaceiras de Ar

Antes de ser abordado o tema em título, é necessário fazer uma breve descrição do objetivo fundamental de qualquer chumaceira, para melhor entendimento da matéria apresentada posteriormente. Esta tem como função suportar e guiar um elemento de máquina relativamente a outro, de maneira a permitir um movimento relativo entre estes enquanto ocorre a transferência de forças suave e eficazmente. Existem várias possibilidades para a classificação de chumaceiras, como por exemplo, quanto ao princípio de funcionamento ou à direção de aplicação do carregamento. Todavia, será dada mais ênfase à natureza do carregamento e à sua aplicação neste trabalho, ou seja, ao caso específico de esmagamento de película de ar.

Considerando a natureza do suporte, uma chumaceira pode ser classificada de duas formas distintas: sem ou com película lubrificante.

Nos casos sem película lubrificante, está implícito o contacto físico entre os elementos de suporte e suportado. Devido a este facto, a chumaceira sofre de desgaste, produção de calor, geração de vibrações e ruídos parasitas, que se intensificam com o aumento da velocidade. Como exemplos deste tipo encontram-se as de lubrificação limite e as de atrito seco.

Com película lubrificante, comparativamente com as anteriores pode considerar-se que não sofrem de desgaste e o atrito é reduzido, à excepção do proveniente das forças de corte do fluído. Dentro desta classe, as mais utilizadas são as em que a separação dos elementos se dá por uma película de fluído no estado líquido ou gasoso. Se a capacidade de carga, tal como foi referido na secção 1.2, tiver origem na pressão gerada pelo movimento relativo dos seus elementos, tratam-se de chumaceiras de esmagamento de película hidrodinâmicas e aerodinâmicas. Caso esta tenha origem na ação de uma pressão externa, consideram-se as hidroestáticas e aeroestáticas. Além disso, ainda pode ser resultante de forças magnéticas, exemplo das chumaceiras electromagnéticas.

Neste trabalho, o estudo está centrado nas chumaceiras que utilizam como fluído lubrificante um gás (ar), portanto, só irá ser feita a descrição das aeroestáticas, aerodinâmicas e as de esmagamento de película de ar.

Considerando as aeroestáticas, semelhantes às hidroestáticas, com a particularidade da película de fluído ser de ar e não de um lubrificante líquido como por exemplo, o óleo mineral. Para gerar a película de ar, é necessário uma fonte de pressurização externa permitindo assim a separação das superfícies mesmo com velocidade relativa nula. O ar pressurizado, após passar por orifícios num dos elementos, entra numa cavidade (posicionada entre estes), inicialmente à pressão atmosférica e fechada por ação do peso do elemento suportado. Como esta secção está limitada pelas superfícies dos elementos de chumaceira, a pressão no seu interior aumenta e promove a separação das superfícies, tal como pode ser observado na figura 2.3.

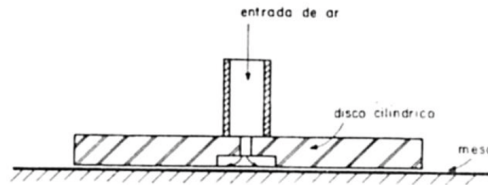


Figura 2.3: Esquema representativo de uma chumaceira aeroestática [1].

As chumaceiras aerodinâmicas apresentam uma grande vantagem em relação às anteriores, uma vez que não necessitam de fonte externa de ar para a separação de superfícies. São similares às do tipo hidrodinâmico com a grande diferença do lubrificante ser um gás (normalmente ar) portanto, compressível. Como a viscosidade do ar é muito mais baixa, cerca de 1000 vezes menos do que o óleo mais fino, o atrito induzido por esta é muito menor. São aplicadas, normalmente, em condições de velocidade elevada e podem operar em condições de temperatura reduzida ou elevada. No entanto, a capacidade de carga está dependente do movimento tangencial relativo dos elementos de chumaceira, que direciona o ar para uma zona convergente gerando-se pressão interna suficiente para a separação de superfícies. Por isso, para velocidade relativa nula a capacidade de carga será também nula. Na figura 2.4 pode ser observada uma chumaceira deste tipo.

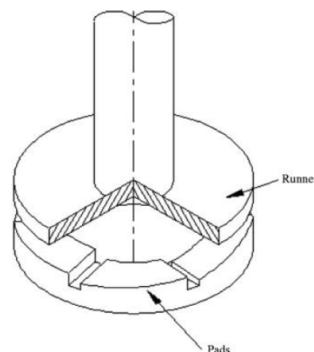


Figura 2.4: Esquema representativo de uma chumaceira aerodinâmica [1].

Existem casos em que a velocidade tangencial relativa é muito reduzida ou até mesmo nula, impossibilitando a criação de uma película de ar pressurizado entre as superfícies dos elementos de chumaceira, inviabilizando deste modo o uso das aerodinâmicas. Por vezes, também não é possível a colocação dum sistema externo de pressurização de ar, como por exemplo, em casos com limitações de espaço. Nestes, recorre-se a chumaceiras de esmagamento de película, caracterizadas pela necessidade única de um transdutor electromecânico (por exemplo piezoeléctrico) para transmitir um movimento oscilatório no elemento de suporte. Como consequência, ocorre a variação da distância entre os elementos, permitindo deste modo, a criação de uma película de ar. No entanto, este fenómeno será analisado posteriormente na secção 4.2. A figura 2.5 representa um exemplo de chumaceira de esmagamento de película de ar.

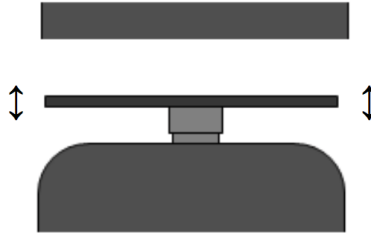


Figura 2.5: Esquema representativo de uma chumaceira de esmagamento de película [1].

2.2 Fundamentos

2.2.1 Caracterização e Equações do Modelo Teórico

Nesta secção serão apresentadas as equações do modelo em coordenadas cartesianas e polar planas, partindo da equação básica de Reynolds aplicada a fluídos compressíveis, relevantes para a matéria apresentada no seguimento desta secção.

2.2.1.1 Formulação da equação de Reynolds para fluído compressível

Em 1886, assim como referido no presente capítulo, surge a teoria fundamental da lubrificação devido à criação da equação de Reynolds, traduzindo a distribuição de pressão num fluido lubrificante, restrita apenas a fluidos incompressíveis. Mais tarde, Harrison (1913) inclui nesta equação os efeitos de compressibilidade [9], permitindo a Tipei (1954) formular a equação apresentada de seguida, que relaciona a espessura de película e a velocidade das superfícies com a pressão gerada pelo movimento relativo destas [29].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \left\{ \frac{\partial(h\rho)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} [\rho h(u_1 + u_2)] + \frac{\partial}{\partial y} [\rho h(v_1 + v_2)] \right\} \quad (2.1)$$

Na figura 2.6 está representada uma simplificação do modelo físico da chumaceira em estudo, onde pode ser observado o elemento suportado (superior) inicialmente a uma distância h_0 do elemento de suporte. Este é submetido a um movimento oscilatório de frequência ω e de amplitude A que é transferido ao elemento suportado por meio de ar. Apresenta-se também, a variável $h(t)$ que representa a espessura de película em função do tempo, já considerada na equação 2.1.

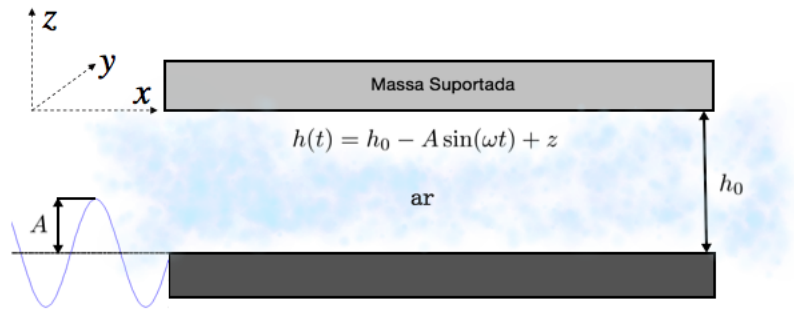


Figura 2.6: Esquema simplificado de uma chumaceira de esmagamento de película de ar.

2.2.1.2 Equação de Reynolds em coordenadas cartesianas

Em 1962, Langlois [14], apresenta a sua derivação da equação geral de Reynolds baseada nas equações de Navier-Stokes e nas equações de viscosidade hidrodinâmica [30], considerando a simplificação isotérmica e desprezando a inércia do fluido [31]. Foram vários os autores que partiram da equação de Reynolds adaptando-a, através de simplificações, a casos muito específicos de compressibilidade. No entanto, neste trabalho só serão apresentadas as fórmulas mais usuais da equação em coordenadas cartesianas e de seguida em polares planas. Para a formulação destas equações foram consideradas as seguintes hipóteses simplificativas [6]:

1. A película de ar é considerada plana e fina, ou seja, a razão entre a espessura de película ($h(t)$) e o comprimento da superfície (L) é muito pequena;
2. Os termos associados à inércia do fluido são desprezados, uma vez que só assumem especial importância em fluidos cuja viscosidade é baixa e a densidade é alta, caso particular de fluidos com número de Reynolds modificado superior a 1 ($Re^* = \rho\omega h^2/\mu > 1$).
3. O processo é considerado isotérmico. A diferença significativa dos valores de capacidade calorífica da película de fluido gasoso e das massas envolventes, leva a admitir que todo o calor gerado na película seja absorvido e dissipado pelas superfícies, aproximando-se da temperatura ambiente.
4. O fluido lubrificante é considerado um gás perfeito.
5. Como consequência da isoterminia, a viscosidade é constante, embora esta propriedade não varie significativamente com a temperatura em fluidos gasosos, ao contrário do que acontece com os fluidos líquidos.
6. O fluxo de ar é laminar dado que a lubrificação em chumaceiras de esmagamento de película, é dominada por efeitos de viscosidade.
7. Não se consideram forças mássicas a atuar no fluido, como por exemplo a gravítica.

8. As superfícies são consideradas ideais, ou seja, a rugosidade é desprezada.

9. O fluido gasoso é considerado um meio contínuo.

Pelo facto do fluido ser um gás perfeito, pode ser relacionada a pressão e a densidade pelo uso direto da equação geral politrópica ($p/\rho^n = \text{constante}$). Sabendo que a igualdade $n = 1$, representa os casos isotérmicos, resultará na proporcionalidade entre estas duas propriedades, permitindo a substituição da densidade pela pressão na equação de Reynolds. Considerando a substituição referida, é possível reescrever a equação 2.1 de forma genérica [14]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial x_i} \right) = 6\mu \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} [ph(V_i + V'_i)] + 2 \frac{\partial(ph)}{\partial t} \right\} \quad i = [1, 2] \quad (2.2)$$

Generalizando, ainda mais, a equação anterior através da aplicação dos operadores matemáticos gradiente e divergência tem-se [20]:

$$\text{div} \left\{ -\frac{ph^3}{12\mu} \text{grad} p + \frac{ph\bar{V}}{2} \right\} + \frac{\partial}{\partial t} (ph) = 0 \quad (2.3)$$

Para tornar a equação anterior adimensional, é necessário adimensionalizar os parâmetros desta, considerando para tal as seguintes relações [20]:

$$P = \frac{p}{p_a} \quad H = \frac{h}{h_0} \quad T = \omega t \quad \bar{U}_i = \frac{\bar{V}_i}{V} \quad X_i = \frac{x_i}{B} \quad \Lambda = \frac{6\mu VB}{p_a h_0^2} \quad \sigma = \frac{12\mu\omega B^2}{p_a h_0^2} \quad (2.4)$$

Substituindo os parâmetros pelos respectivos adimensionais vem:

$$\text{div} \{ -PH^3 \text{grad} P + \Lambda PH\bar{U} \} + \sigma \frac{\partial}{\partial T} (PH) = 0 \quad (2.5)$$

A expressão geral de Reynolds aplicada a superfícies coordenadas é dada por [20]:

$$\frac{1}{g_\alpha g_\beta} \left[\frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{g_\beta}{g_\alpha} PH^3 \frac{\partial P}{\partial \alpha} \right) + \frac{\partial}{\partial \beta} \left(\frac{g_\alpha}{g_\beta} PH^3 \frac{\partial P}{\partial \beta} \right) \right] = \sigma \frac{\partial (PH)}{\partial T} \quad (2.6)$$

Na equação 2.5, desprezou-se o termo $\Lambda PH\bar{U}$, uma vez que o interesse neste trabalho centra-se no efeito de "esmagamento de película puro", ou seja, só são considerados movimentos axiais e não tangenciais. Deste modo, pode ser considerada a seguinte equação sem o referido termo:

$$\text{div} \{ -PH^3 \text{grad} P \} + \sigma \frac{\partial}{\partial T} (PH) = 0 \quad (2.7)$$

Como qualquer superfície aplicada à equação de Reynolds está inserida num sistema de coordenadas, considera-se as coordenadas genéricas α e β para descrever essas mesmas superfícies. Na equação anterior, aplicam-se os fatores de escala ou proporcionalidade do sistema de coordenadas

para a aplicação da equação de Reynolds a uma superfície cartesiana, da seguinte forma [6]:

$$\begin{cases} \alpha = X \\ \beta = Y \end{cases} \text{ e } \begin{cases} g_\alpha = \left| \frac{\partial \bar{r}}{\partial X} \right| = 1 \\ g_\beta = \left| \frac{\partial \bar{r}}{\partial Y} \right| = 1 \end{cases}$$

Com base na superfície plana segundo eixos coordenados x-y, representada na figura 2.7, sugere-se a seguinte transformação de coordenadas:

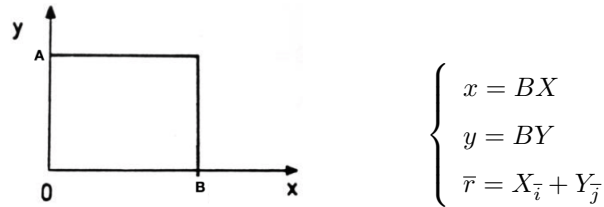


Figura 2.7: Superfície plana com eixos x-y[1].

Aplicando a transformação de variáveis com $\psi = PH$ na equação 2.6, obtém-se a seguinte equação [20]:

$$\frac{1}{g_\alpha g_\beta} \left\{ \frac{\partial}{\partial \alpha} \left[\frac{g_\beta}{g_\alpha} \psi \left(H \frac{\partial \psi}{\partial \alpha} - \psi \frac{\partial H}{\partial \alpha} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \beta} \left[\frac{g_\alpha}{g_\beta} \psi \left(H \frac{\partial \psi}{\partial \beta} - \psi \frac{\partial H}{\partial \beta} \right) \right] \right\} = \sigma \frac{\partial \psi}{\partial T} \quad (2.8)$$

As razões para a transformação anterior são as seguintes [6, 32]:

1. As derivadas de PH, em ordem às coordenadas de espaço, são em média de menor magnitude do que as de P;
2. A derivada $\frac{\partial H}{\partial T}$ é eliminada por substituição, o que se torna conveniente nas situações em que o próprio H deve ser determinado por considerações dinâmicas como neste caso, ou seja, quando a massa suportada pela película de ar se desloca de uma posição para outra, por ação da pressão gerada no interior da chumaceira.

Desenvolvendo a expressão anterior obtém-se:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \psi}{\partial T} - \frac{1}{\sigma g_\alpha g_\beta} \left\{ \psi H \left[\frac{g_\beta}{g_\alpha} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \alpha^2} + \frac{g_\alpha}{g_\beta} \frac{\partial^2 \psi}{\partial \beta^2} \right] - \psi^2 \left[\frac{g_\beta}{g_\alpha} \frac{\partial^2 H}{\partial \alpha^2} + \frac{g_\alpha}{g_\beta} \frac{\partial^2 H}{\partial \beta^2} \right] + H \left[\frac{g_\beta}{g_\alpha} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \alpha} \right)^2 + \frac{g_\alpha}{g_\beta} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \beta} \right)^2 \right] \right. \\ & \left. - \psi \left[\frac{g_\beta}{g_\alpha} \frac{\partial \psi}{\partial \alpha} \frac{\partial H}{\partial \alpha} + \frac{g_\alpha}{g_\beta} \frac{\partial \psi}{\partial \beta} \frac{\partial H}{\partial \beta} \right] + \psi \left[\left(H \frac{\partial \psi}{\partial \alpha} - \psi \frac{\partial H}{\partial \alpha} \right) \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{g_\beta}{g_\alpha} \right) + \left(H \frac{\partial \psi}{\partial \beta} - \psi \frac{\partial H}{\partial \beta} \right) \frac{\partial}{\partial \beta} \left(\frac{g_\alpha}{g_\beta} \right) \right] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Aplicando $\alpha = X$, $\beta = Y$ e $g_\alpha = g_\beta = 1$ na equação 2.9, resulta a seguinte expressão:

$$\frac{\partial \psi}{\partial T} - \frac{1}{\sigma} \left\{ H \psi \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \right) - \psi^2 \left(\frac{\partial^2 H}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial Y^2} \right) + H \left[\left(\frac{\partial \psi}{\partial X} \right)^2 + \left(\frac{\partial \psi}{\partial Y} \right)^2 \right] \right\}$$

$$-\psi \left(\frac{\partial \psi}{\partial X} \frac{\partial H}{\partial X} + \frac{\partial \psi}{\partial Y} \frac{\partial H}{\partial Y} \right) \Bigg\} = 0 \quad (2.10)$$

$$d\bar{A} = \left(\frac{\partial \bar{r}}{\partial \alpha} \times \frac{\partial \bar{r}}{\partial \beta} \right) d\alpha d\beta = \begin{bmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \frac{\partial X}{\partial \alpha} & \frac{\partial Y}{\partial \alpha} & \frac{\partial Z}{\partial \alpha} \\ \frac{\partial X}{\partial \beta} & \frac{\partial Y}{\partial \beta} & \frac{\partial Z}{\partial \beta} \end{bmatrix} d\alpha d\beta = g_{\alpha} g_{\beta} \partial \alpha \partial \beta \quad (2.11)$$

Dado que o objeto de estudo são chumaceiras de esmagamento de película de ar axiais, considera-se apenas o cálculo da capacidade de carga na direção z :

$$F_z = \frac{p_a B^2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \iint_{dA} (P - 1) (d\bar{A} \cdot \bar{k}) dT \quad (2.12)$$

Simplificando a equação anterior, para aplicação em superfícies cartesianas com coordenadas X e Y resulta:

$$d\bar{A}_{XY} = \begin{bmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} dX dY = dX dY \bar{k} \quad (2.13)$$

$$F_z = \frac{p_a B^2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_Y \int_X (P - 1) dX dY dT \quad (2.14)$$

Com $P = P(X, Y, T)$ e $F_x = F_y = 0$.

2.2.1.3 Equação de Reynolds em coordenadas polar planas

O cálculo da capacidade de carga para o caso de coordenadas polar planas, é em tudo semelhante ao caso das cartesianas, com a exceção da transformação de coordenadas e naturalmente, da utilização da equação de Reynolds apropriada a este tipo de geometria. Considera-se portanto, uma superfície circular plana (figura ??) e a transformação de coordenadas associada:

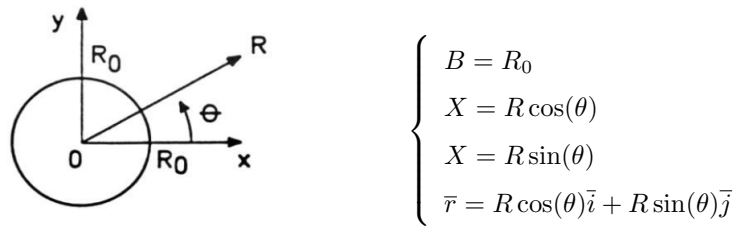


Figura 2.8: Superfície circular plana [6].

Para aplicar a equação de Reynolds ao referido sistema de coordenadas, é necessário aplicar os seguintes factores de proporcionalidade do sistema de coordenadas [6]:

$$\begin{cases} \alpha = R \\ \beta = \theta \end{cases} \text{ e } \begin{cases} g_{\alpha} = \left| \frac{\partial \bar{r}}{\partial R} \right| = 1 \\ g_{\beta} = \left| \frac{\partial \bar{r}}{\partial \theta} \right| = R \end{cases}$$

Procedendo da mesma maneira que o caso anterior (coordenadas cartesianas), a equação de Reynolds aplicada a coordenadas polar planas é dada por:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R P H^3 \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \sigma \frac{\partial(PH)}{\partial T} \quad (2.15)$$

Da mesma forma que em coordenadas cartesianas, substitui-se $\psi = PH$ na equação anterior, resultando a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \psi}{\partial R} - \frac{1}{\sigma} \left\{ H \psi \left(\frac{\partial^2 \psi}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \psi}{\partial R} + \frac{1}{R^2} + \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} \right) - \psi^2 \left(\frac{\partial^2 H}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial H}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 H}{\partial \theta^2} \right) \right. \\ \left. - \psi \left(\frac{\partial \psi}{\partial R} \frac{\partial H}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \frac{\partial h}{\partial \theta} \right) + H \left[\left(\frac{\partial \psi}{\partial R} \right)^2 + \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \theta} \right)^2 \right] \right\} = 0 \end{aligned} \quad (2.16)$$

A capacidade de carga, analogamente ao sistema de coordenadas cartesiano, pode ser obtida com as seguintes expressões:

$$d\bar{A}_{r\theta} = \begin{bmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -R \sin \theta & R \cos \theta & 0 \end{bmatrix} dR d\theta = R dR d\theta \bar{k} \quad (2.17)$$

$$F_z = \frac{p_a R_0^2}{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_R (P - 1) dR d\theta dT \quad (2.18)$$

Com $P = P(R, \theta, T)$ e $F_x = F_y = 0$.

2.2.1.4 Equação dinâmica do modelo de chumaceira e massa suportada

Para a análise de modelos físicos, muitas vezes recorre-se a modelos dinâmicos com o objetivo fundamental de representar, simplificadaamente, o comportamento de um determinado corpo quando solicitado. Como tal, na figura 2.9b representa-se o modelo dinâmico da chumaceira em estudo, com base no modelo físico da figura 2.9a.

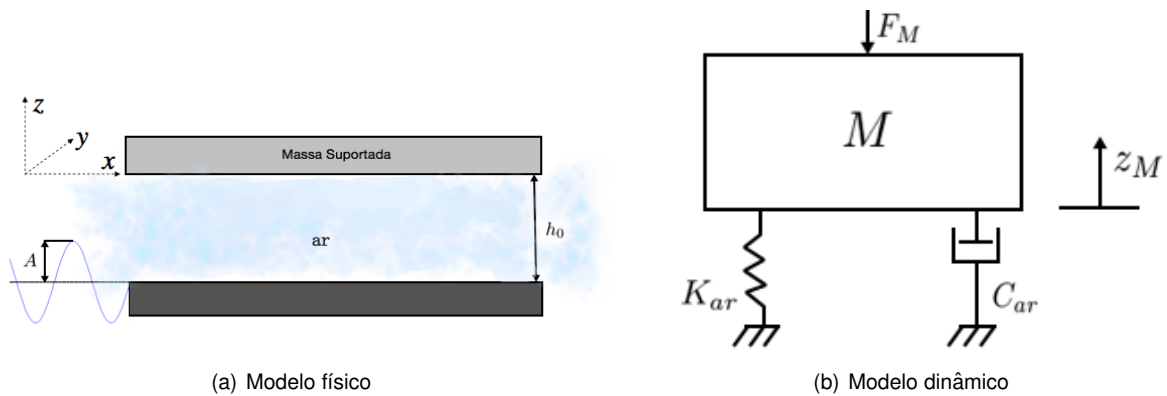


Figura 2.9: Representação do modelo dinâmico da chumaceira baseado no modelo físico da mesma.

A equação dinâmica do elemento suportado é definida pela seguinte expressão:

$$M \frac{d^2 z_M}{dt^2} - C_{ar} \frac{dz_M}{dt} - K_{ar} z_M + F_M = 0 \quad (2.19)$$

na qual as variáveis representam:

M - massa suportada

C_{ar} - amortecimento devido à película de ar

K_{ar} - rigidez não-linear devido à película de ar

F_M - peso da massa suportada ($F_M = M \times g$)

z_M - deslocamento da massa suportada

Matos Almas, na sua tese [6], resolve simultaneamente a equação dinâmica do elemento suportado e a equação de Reynolds, através de métodos numéricos, com base na dependência do deslocamento Z (adimensional) das duas equações. Esta dependência advém dos factos: na equação dinâmica, com o cálculo da pressão média instantânea P^n , obtida a partir da equação de Reynolds; e na equação de Reynolds, com o cálculo da pressão P que depende também de Z , obtido a partir de H (espessura de película adimensional).

Considerando a força de sustentação ou capacidade de carga F_z como a resultante das forças associadas ao amortecimento e rigidez não-linear, obtém-se o seguinte modelo dinâmico:

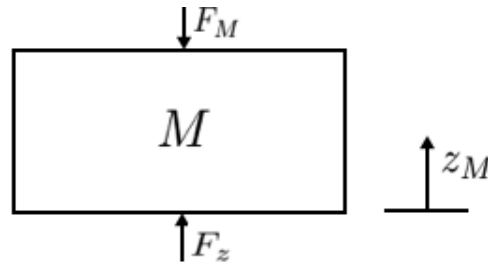


Figura 2.10: Sistema dinâmico do elemento suportado da chumaceira.

Substituindo $F_M = Mg$, na equação dinâmica, vem:

$$M \frac{d^2 z_m}{dt^2} + Mg = F_z \quad (2.20)$$

A força F_z , pode ser calculada pelo produto entre a área projectada da película (plano perpendicular a z) e a pressão média relativa na película, representada pela seguinte equação [6] :

$$F_z^n = p_a A_z (P^n - 1) \quad (2.21)$$

A área A_z e a pressão P^n , assumem expressões diferentes em cada sistema de coordenadas [6] :

1. No caso de superfícies em coordenadas cartesianas:

$$A_z = BA \quad (2.22)$$

$$P^n = \frac{B}{A} \int_0^1 \int_0^{\frac{A}{B}} P dY dX \quad (2.23)$$

2. No caso de superfícies em coordenadas polar planas [6] :

$$A_z = \pi(r_e^2 - r_i^2) \quad (2.24)$$

$$P^n = \frac{1}{\pi(1+2C)} \int_0^1 \int_0^{2\pi} P(R+C) d\theta dR \quad (2.25)$$

Desenvolvendo a equação 2.20, obtém-se a expressão [6] :

$$\frac{d^2 z_M}{dt^2} = \frac{1}{M}(F_z - Mg) \quad (2.26)$$

Introduzindo as variáveis adimensionais: $Z = \frac{z}{h_0}$ e $T = \omega t$ na equação anterior, resulta a seguinte expressão [6] :

$$\frac{d^2 Z}{dT^2} = \frac{1}{M\omega^2 h_0} (F_z^n - Mg) \quad (2.27)$$

Se forem considerados os seguintes factores adimensionais da equação dinâmica [6] :

$$\tau = \frac{p_a A_z}{M\omega^2 h_0} \quad G_z = \frac{g}{\omega^2 h_0} \quad (2.28)$$

poderá ser reescrita a equação dinâmica do elemento suportado da seguinte forma [6] :

$$\frac{d^2 Z}{dT^2} = \tau (P^n - 1) - G_z \quad (2.29)$$

O processo de adimensionalização pode ser aplicado além da equação dinâmica, como por exemplo, para a espessura da película. Se a equação que representa a espessura de película (presente na figura 2.6) for dividida por h_0 em ambos os membros, obtém-se a seguinte equação adimensional:

$$H = \frac{h}{h_0} = 1 - \varepsilon \sin(T) + Z \quad (2.30)$$

2.2.2 Métodos Numéricos

A equação de Reynolds aplicada a fluídos compressíveis, é uma equação diferencial parabólica não-linear de segunda ordem. Tal facto, e quanto se sabe actualmente, impossibilita a obtenção de soluções exatas e torna muito difícil o alcance de soluções analíticas aproximadas, dada a dificuldade do procedimento matemático exigido e a limitação da gama de valores atribuíveis aos parâmetros em análise. Poderia optar-se, imediatamente, pelo uso de elementos finitos devido à flexibilidade de tratamento das irregularidades geométricas/físicas e a velocidade de cálculo mais elevada, comparando com outros métodos de análise. No entanto, essa não foi a opção escolhida para esta tese uma vez que esse processo exige formulações complicadas e sub-rotinas especiais para a composição das matrizes globais a partir das matrizes dos elementos.

A utilização do processo de diferenças finitas e da equação de Reynolds, requer uma formulação mais simples do que o método de elementos finitos, com a desvantagem de exigir um sistema preferencial de coordenadas, associando as fronteiras da película lubrificante a linhas coordenadas [6]. Como as chumaceiras de esmagamento de película utilizadas neste trabalho possuem geometrias muito simples como a circular não se justifica o uso do método dos elementos finitos, pelas razões explicadas anteriormente. Foi este facto este que levou Matos Almas [6] a estudar a influência dos parâmetros de funcionamento na capacidade de carga de chumaceiras de esmagamento de película compressível, com recurso a técnicas clássicas de diferenças finitas. Através desta análise, criou programas de simulação numérica com recurso à linguagem de programação FORTRAN, dos quais um deles, foi adotado para a realização deste trabalho, nomeadamente, o "C-NZ.FOR". Este programa, tem como base o método de análise de diferenças finitas Crank-Nicolson e foi selecionado, pois revelou estabilidade numérica nas análises feitas [6] e é o que melhor se adapta a todos os casos de estudo realizados neste trabalho. A aplicação deste programa aos casos de estudo deste trabalho, permite obter recomendações quanto ao melhor uso dos parâmetros operacionais.

2.2.2.1 Método de Crank-Nicolson aplicado ao método de diferenças finitas

Antes de se aplicar o Método de Crank-Nicolson à equação de Reynolds, é necessário aplicar o método de diferenças finitas. Representando a equação 2.9 na forma geral e substituindo a função $\psi = PH$ pela forma genérica u , vem:

$$L(u) \equiv \frac{\partial u}{\partial T} - F\left(\alpha, \beta, T, u, \frac{\partial u}{\partial \alpha}, \frac{\partial u}{\partial \beta}, \frac{\partial^2 u}{\partial \alpha^2}, \frac{\partial^2 u}{\partial \beta^2}\right) \quad (2.31)$$

Dividindo os eixos coordenados α , β e T em segmentos de dimensão $\Delta\alpha$, $\Delta\beta$ e ΔT , respectivamente, obriga a que estes passem a ser definidos unicamente nos nós [6]:

$$[(j-1)\Delta\alpha, (k-1)\Delta\beta, (n-1)\Delta T] \quad (2.32)$$

$$(j = 1, 2, \dots, N_\alpha, N_\alpha + 1; k = 1, 2, \dots, N_\beta, N_\beta + 1; n = 1, 2, \dots, N_T, N_T + 1)$$

Para cada nó, a equação 2.31, é substituída pela seguinte equação algébrica [32]:

$$L_{j,k}^n \equiv \frac{u_{j,k}^{n+1} - u_{j,k}^n}{\Delta T} - F \left[(j-1)\Delta\alpha, (k-1)\Delta\beta, (n-1+\theta)\Delta T, \theta u_{j,k}^{n+1} + (1-\theta)u_{j,k}^n, \right. \\ \frac{\theta(u_{j+1,k}^{n+1} - u_{j-1,k}^{n+1}) + (1-\theta)(u_{j+1,k}^n - u_{j-1,k}^n)}{2\Delta\alpha}, \\ \frac{\theta(u_{j,k+1}^{n+1} - u_{j,k-1}^{n+1}) + (1-\theta)(u_{j,k+1}^n - u_{j,k-1}^n)}{2\Delta\beta}, \\ \frac{\theta'(u_{j+1,k}^{n+1} - 2u_{j,k}^{n+1} + u_{j-1,k}^{n+1}) + (1-\theta')(u_{j+1,k}^n - 2u_{j,k}^n + u_{j-1,k}^n)}{(\Delta\alpha)^2}, \\ \left. \frac{\theta'(u_{j,k+1}^{n+1} - 2u_{j,k}^{n+1} + u_{j,k-1}^{n+1}) + (1-\theta')(u_{j,k+1}^n - 2u_{j,k}^n + u_{j,k-1}^n)}{(\Delta\beta)^2} \right] = 0 \quad (2.33)$$

Nesta equação, θ e θ' representam os parâmetros reais arbitrários num intervalo $[0,1]$, que determinam a ponderação da média das aproximações por diferenças finitas correspondentes aos dois instantes n e $n+1$. Deste modo, é possível calcular o valor aproximado da função nos nós referidos. Para se obter soluções aproximadas, parte-se de uma condição inicial $u_{j,k}^0$ e das condições de fronteira nos instantes seguintes, calculando os valores da solução $u_{j,k}^{n+1}$ a partir dos valores do instante anterior $u_{j,k}^n$ [6]. O método de Crank-Nicolson, considera $\theta = \theta' = \frac{1}{2}$ na equação 2.33, representando a definição das variáveis e suas derivadas nos seguintes instantes intermédios:

$$T^n = (n - 0.5)\Delta T \quad (n = 1, 2, \dots, N_T, N_T + 1) \quad (2.34)$$

Capítulo 3

Experimentação Numérica

Para a realização deste trabalho foi utilizado, tal como referido anteriormente, o código fonte do programa de cálculo C-NZ.FOR desenvolvido por Matos Almas. Através deste, foi possível simular o comportamento da película lubrificante e do elemento suportado. Os resultados obtidos na simulação, como por exemplo a pressão média e o deslocamento da massa suportada, foram posteriormente analisados, permitindo assim, perceber a influência dos parâmetros operacionais no comportamento dinâmico da chumaceira e assim chegar ao objetivo do trabalho, ou seja, dar recomendações quanto à melhor escolha desses parâmetros.

3.1 Preparação do Programa C-NZ.FOR

O facto do programa original ter sido criado em 1992, época em que os computadores eram ainda limitados em termos de capacidade de memória, não possibilitou a execução de certas análises, como por exemplo, as que envolviam um elevado número de ciclos de estabilização. No entanto, devido ao desenvolvimento exponencial das tecnologias de informação, foi possível alargar o campo das experiências feitas e a descoberta de informação relativa ao objeto de estudo, permitindo a realização deste trabalho.

Para ser possível a utilização do programa original, foi necessário o compilador Microsoft Developer Studio (Fortran Power Station 4.0) que, através de código C-NZ.FOR, permite gerar um executável com capacidade para ler os ficheiros de entrada e fornecer os resultados da simulação numérica para posteriormente serem analisados.

De seguida, os resultados provenientes da simulação com parâmetros estabelecidos, foram comparados com os obtidos na referência [1], de modo, a validar o programa. Para tal, foi necessária a modificação das condições operacionais, uma vez que o elemento suportado é dinâmico e não estático, como o da referência.

3.1.1 Alterações efetuadas no programa

Com o objectivo de compatibilizar o programa C-NZ.FOR com os sistemas informáticos atuais, foram feitas pequenas alterações no programa original, na sua maioria já implementadas no programa C-N.FOR, utilizado para o elemento de suporte estático pela referência [1]. Estas alterações, são descritas de seguida.

1. Inicialização e finalização dos ficheiros de leitura de dados e escrita de resultados.

No código C-NZ.FOR, foram adicionadas instruções no sentido de permitir a entrada e saída de dados a partir de ficheiros *csv* (*comma-separated values*). Neste formato, a informação está separada por um delimitador, neste caso, por um ponto e vírgula e tem a possibilidade de edição/leitura em qualquer editor de texto. Na referência [1], foi utilizado o formato ("txt") que causava alguns problemas, principalmente porque nos ficheiros de saída originais, a quantidade de caracteres alfanuméricos informativos era significativa, sendo moroso em termos de leitura pelo programa aquando do tratamento gráfico. Por isso, optou-se apenas, pelo uso de no máximo três colunas de informação numérica separada pelos referidos delimitadores, facilitando a criação de gráficos combinados e com elevado número de ciclos.

```
OPEN(8,FILE='IN.CSV')    CLOSE(8)
OPEN(9,FILE='OUT.CSV')   CLOSE(9)
                           END
```

Figura 3.1: Inicialização e finalização dos ficheiros de leitura de dados e escrita de resultados.

2. Cálculo dos factores de proporcionalidade das coordenadas.

Como a geometria da chumaceira utilizada neste trabalho é a circular com raio interior (GI) nulo, foi necessário adicionar duas instruções, destacadas na figura 3.2 por rectângulos azuis, porque o programa original foi concebido para geometria circular com raio interior não nulo, o que originou um "overflow" devido ao caso indeterminado de divisão por zero. Este problema, surge com o cálculo destacado no primeiro rectângulo a azul, tal como se pode constatar de seguida:

$C = \frac{GI}{GE} = \frac{0}{GE} = 0 \Rightarrow PRPF(J) = \frac{1D0}{ALFA+C} = \frac{1}{0}$, resultando numa indeterminação quando $ALFA = 0$, ou seja, no centro do círculo.

```

DO 205 J = 1, NP
ALFA = (J-1)*DALFA
IF (ITIPO .EQ. 1) THEN
  PRPH(J) = 1D0
  PRPDH(J) = 0D0
  PRPDDH(J) = 0D0
  PRPP(J) = 1D0
  PRPF(J) = 0D0
ELSE IF (ITIPO .EQ. 2) THEN
  PRPH(J) = DSIN(ANG0)
  PRPDH(J) = 0D0
  PRPDDH(J) = 0D0
  PRPP(J) = 2*(ALFA+C)/(1+2*C)
  IF (J .GE. 2) PRPF(J) = 1D0/(ALFA+C)
ELSE
  DANG = ANG0E-ANG0I
  ALFANG = ALFA*DANG+ANG0I
  PRPH(J) = DCOS(ALFANG)
  PRPDH(J) = -DANG*DSIN(ALFANG)
  PRPDDH(J) = -DANG**2*PRPH(J)
  IF (J .GE. 2) PRPP(J) = -PRPDH(J)/(DCOS(ANG0I)-DCOS(ANG0E))
  PRPF(J) = DANG/DTAN(ALFANG)
ENDIF
CONTINUE

```

Figura 3.2: Adição das condições "IF" no cálculo dos factores de proporcionalidade.

3. Atribuição de memória

No programa original, o número máximo de ciclos permitido eram 32767. Porém, neste trabalho, para ser possível obter o ficheiro de saída de resultados, foram muitas vezes necessários 50000 ciclos para a solução estabilizar completamente. No entanto, os gráficos apresentados não atingem esse valor, uma vez que correspondem a oscilações muito reduzidas, que não são importantes para o objetivo deste trabalho. Para ser possível utilizar o programa com o número de ciclos desejado, substituiu-se o operador de cálculo "INTEGER*2" por "INTEGER*4", permitindo assim estudar novas análises, solicitar um maior volume de cálculo ao computador e fornecer resultados com melhor aproximação [1].

3.1.2 Validação do programa

Com a validação do programa C-NZ.FOR, obtém-se a garantia que os resultados provenientes deste são confiáveis, expandindo deste modo, os horizontes para experiências ainda não exploradas. Como os únicos dados possíveis de validar correspondem a condições estáticas (elemento suportado fixo) presentes na referência [1], foi necessário criar as mesmas no programa atual (elemento suportado dinâmico). Para tal, foi estabelecido que o elemento suportado deveria ter um valor de massa extremamente elevado (a tender para infinito) e as condições operacionais deveriam ser as de ausência de gravidade (ver anexo A). Só deste modo, é possível assegurar que o elemento se comporta da mesma maneira que o caso estático.

O facto dos resultados da referência [1], terem sido obtidos utilizando o programa BIDI.FOR (análise bidimensional), não traz nenhum problema porque sendo o elemento de estudo circular, a sua axissimetria torna a análise bidimensional numa análise unidimensional, possibilitando a comparação com o programa C-NZ.FOR.

Na tabela seguinte, comparam-se os resultados entre os dois programas referidos.

	BIDI.FOR	C-NZ.FOR	Erro relativo [%]
$\omega = 738,3878Hz$	$F_z = 330,542 N$	$F_z = 331,433 N$	0,2696
	$P_{med} = 1,32622 Pa$	$P_{med} = 1,32710 Pa$	0,0663
$\omega = 7383,878Hz$	$F_z = 345,308 N$	$F_z = 345,997 N$	0,1995
	$P_{med} = 1,340792 Pa$	$P_{med} = 1,341473 Pa$	0,0508

Tabela 3.1: Variação relativa dos resultados obtidos nos dois programas.

Observando a tabela 3.1, verifica-se que existe uma pequena diferença nos resultados, atingindo um erro relativo máximo de 0,27% , aproximadamente. Este facto pode-se explicar pela utilização de diferentes métodos de análise de diferenças finitas. No programa C-NZ.FOR, recorreu-se ao método de Crank-Nicolson e no programa BIDI.FOR utilizou-se o método de Peaceman-Rachford. O erro relativo associado à utilização do método de Crank-Nicolson é bastante reduzido, portanto, conclui-se que os resultados obtidos pelo programa são confiáveis, permitindo deste modo, tirar conclusões sobre os mesmos.

3.2 Criação do Programa para Tratamento Gráfico dos Resultados

Para facilitar a compreensão das respostas do sistema às diversas solicitações efetuadas, apresentaram-se os resultados, na sua maioria, graficamente. No entanto, para a realização deste trabalho foi necessário o tratamento de um grande volume de informação, dado o número elevado de ciclos de cada experiência. Tal facto dificultava o uso do software *Microsoft Excel*, uma vez que teria de se repetir várias vezes a criação de gráficos para resultados diferentes. Assim, foi criado um programa no software *Matlab* que faz a leitura direta dos resultados provenientes do programa C-NZ.FOR e coloca-os numa base de dados (matricial). Deste modo, foi mais fácil gerar gráficos e utilizar os resultados para cálculos, como por exemplo, a distância entre os elementos da chumaceira. O programa criado, pode ser observado na secção referente aos anexos (Anexo B.1).

Na figura seguinte, apresenta-se um esquema representativo de como as experiências foram realizadas, desde a simulação numérica até à produção gráfica pelo programa criado.

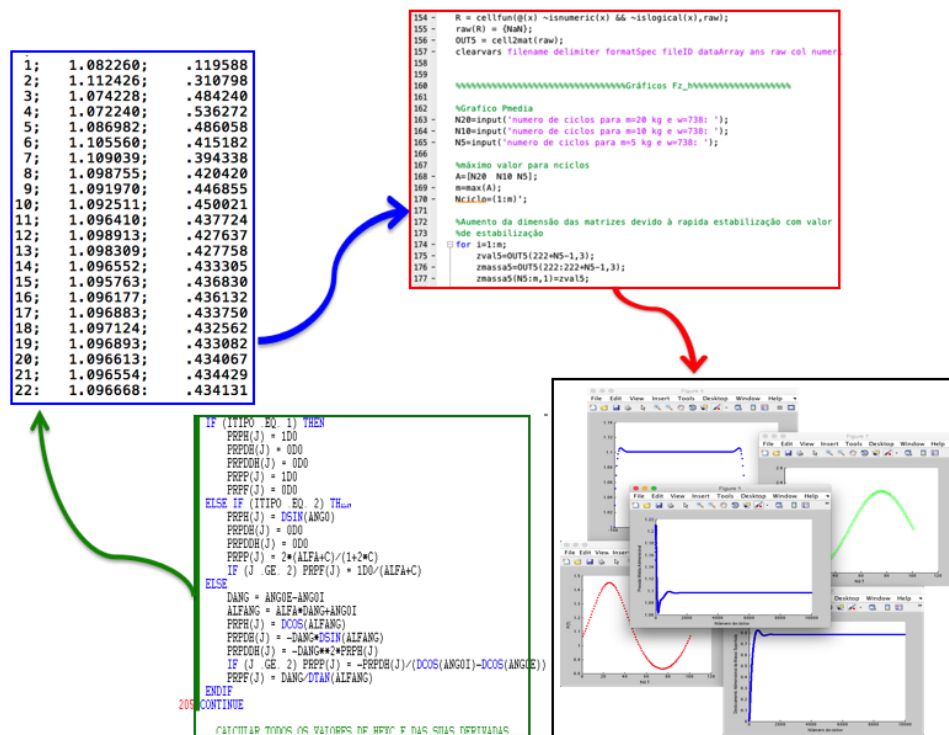


Figura 3.3: Esquema representativo da realização de experiências com base na simulação numérica.

Capítulo 4

Casos de Estudo

4.1 Estudo da Influência da Espessura Inicial de Película na Posição Média Final da Massa

4.1.1 Introdução

Nesta secção, apresenta-se o estudo da influência da espessura inicial de película (h_0) na posição média final da massa. Através desta análise, será possível perceber se a variável h_0 assume um papel importante no melhoramento de performance da chumaceira. A relevância de abordar este caso de estudo em primeiro lugar, deve-se ao facto dos seguintes utilizarem esta variável como valor inicial.

4.1.2 Procedimentos adotados

Jaime Coelho [1] apresentou em 2010 uma comparação entre películas fluidas circular, quadrangular e rectangular, concluindo que a melhor geometria é a circular, porque se obtém uma capacidade de carga superior. A causa desse aumento, deve-se ao menor perímetro associado à mesma área de película projetada (A_z).

Com o objetivo de limitar os casos de estudo, recorreu-se aos valores das variáveis utilizados nas referências [1, 6] e apresentados na tabela 4.1, mantendo-se constantes ao longo desta análise, permitindo deste modo, estudar apenas a influência da espessura inicial de película.

Amplitude [μm]	20
ω [Hz]	738,3878
Raio [mm]	56,4189583
Massa [Kg]	10
Pressão [Pa]	101325

Tabela 4.1: Valores fixos das variáveis.

A utilização da frequência de oscilação de 738,3878 Hz deveu-se ao facto desta ser a mais baixa das frequências utilizadas nas referências [1, 6], possível de utilizar com o elemento suportado móvel.

Se fosse utilizada uma frequência de grandeza inferior, como por exemplo de 73,83878 Hz, os elementos da chumaceira entrariam em contacto imediato ou após alguns ciclos, dependendo da massa utilizada.

Nas fronteiras da chumaceira, utilizou-se o valor de pressão atmosférica com a finalidade de aproximar o caso de estudo à realidade, assim como nos seguintes.

Para o estudo, fez-se variar a posição inicial da massa, utilizando para tal espessuras de película com dimensões de 25, 35 e 45 μm . O valor mínimo de 25 μm para a espessura de película, é justificado com base no valor da amplitude de oscilação (20 μm), ou seja, se o valor de h_0 fosse igual ao da amplitude, resultaria no contato das superfícies, interrompendo os cálculos por parte do programa e por conseguinte, a saída de resultados. Na figura seguinte, estão representadas as três posições da massa utilizadas no instante inicial.

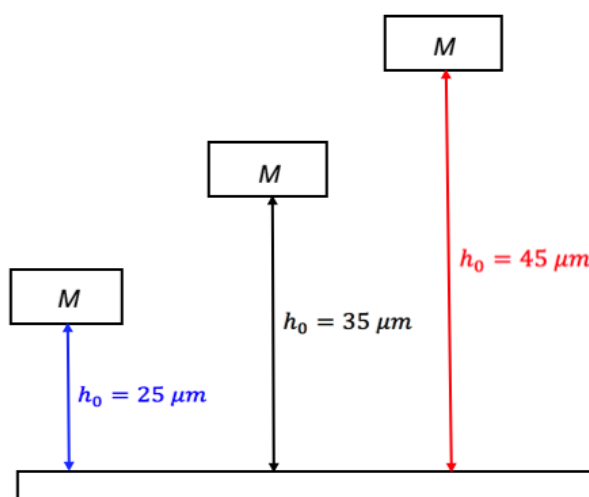


Figura 4.1: Posições da massa no instante inicial.

4.1.3 Resultados e conclusões

Os resultados correspondentes a cada posição inicial, apresentavam diferentes números de ciclos necessários para a massa estabilizar. Este problema, dificultou a criação dos gráficos em MATLAB, porque as matrizes onde foram alocados esses dados tinham dimensões diferentes, dificultando a apresentação gráfica. Para resolver este problema, foi selecionado o maior número de ciclos de estabilização dos três casos e foi aumentada a dimensão das matrizes dos restantes dois com esse mesmo valor. Os elementos das matrizes "vazios" foram preenchidos com o valor estabilizado correspondente a cada caso (Anexo B.2).

O gráfico seguinte, representa a pressão média adimensional ao longo dos ciclos. Tal como se podia prever, a pressão média final é a mesma. Esta afirmação, advém do facto do valor de massa utilizado ser o mesmo para os três casos, logo a pressão gerada pela película para sustentar a massa é a mesma.

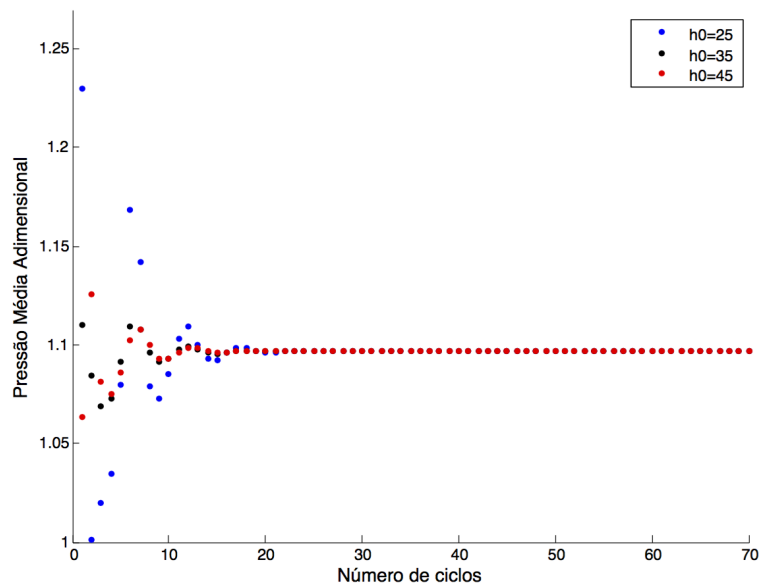


Figura 4.2: Pressão média adimensional para três espessuras médias iniciais de película diferentes.

De seguida, é apresentado o gráfico de deslocamento adimensional correspondente às três posições iniciais do elemento suportado.

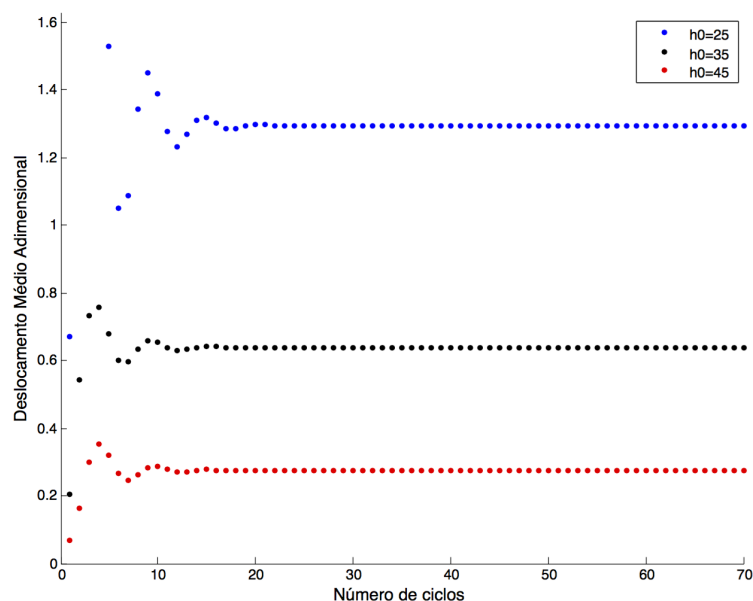


Figura 4.3: Deslocamento médio adimensional para três espessuras médias iniciais de película diferentes.

Analisando o gráfico, poderia-se concluir de imediato que não é coerente com o resultado físico esperado. O deslocamento adimensional da massa na posição média final, tendo em conta as condições estabelecidas para a análise, deveria ser o mesmo, porque este depende da capacidade de carga que não varia, devido à utilização do mesmo valor de massa nos três casos. No entanto, seria errado pensar desta forma, dado que para além do deslocamento ainda estar na forma adimensional é ainda necessário contabilizar a distância inicial entre os elementos. De forma correta, deveria ser esperado que a distância entre os elementos de suporte e suportado seja igual e não o deslocamento adimensi-

onal, pois este depende de h_0 , apresentando assim, valores desiguais devido à utilização de diferentes posições iniciais. Como tal, no gráfico 4.4 foi considerada a distância entre os elementos de chumaceira em vez do deslocamento médio adimensional. Na equação seguinte, está definido o cálculo dessa mesma distância representada pela letra D, em que Z corresponde ao deslocamento adimensional da massa.

$$D = Z \times h_0 + h_0 \quad (4.1)$$

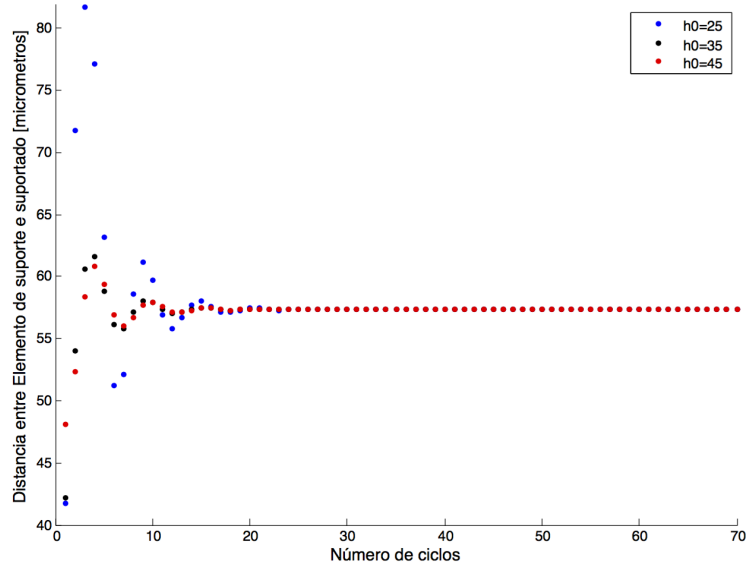


Figura 4.4: Distância entre os elementos de chumaceira para três espessuras médias iniciais de película diferentes.

Tal como referido, a distância entre elementos é exatamente igual, podendo ser observado no gráfico dada a sobreposição das linhas no período estacionário, correspondentes a cada posição no instante inicial utilizada. Conclui-se assim, que o sistema é independente da espessura inicial de película. Deste modo, pode ser usado qualquer valor de h_0 desde que não seja ultrapassado o limite em que os efeitos resultantes da inércia e da gravidade permitam um aumento de velocidade tal, que as forças resultantes da pressão da película não consigam desacelerar a massa antes que se dê o contacto entre superfícies. Observa-se também, que quanto maior a posição inicial menor é a amplitude de oscilação do elemento suportado no período transiente.

4.2 Estudo da Influência da Frequência na Posição Média Final da Massa

4.2.1 Introdução

Nesta secção, estuda-se a influência da frequência na posição média final da massa. De trabalhos anteriores [1, 6], sabe-se que ao aumentar o valor da frequência, obtém-se uma pressão média adimensional na película (P_{med}) superior e como consequência dá-se o aumento da capacidade de carga (F_z) da chumaceira [1]. No entanto, esta conclusão foi obtida a partir de um modelo de chumaceira com elemento suportado estático. Levantam-se então, as seguintes questões: se o elemento estiver livre, o efeito do aumento da frequência poderá traduzir-se num aumento de deslocamento da massa suportada? A pressão média aumenta? As questões anteriores justificam a pesquisa e as suas respostas permitem a compreensão do caso de estudo.

4.2.2 Procedimentos adotados

Pelos mesmos motivos da secção anterior, será utilizada a geometria circular. De forma a isolar apenas o efeito da variação da frequência na resposta da chumaceira, mantiveram-se constantes os seguintes parâmetros:

Amplitude [μm]	20
h_0 [μm]	40
Massa [Kg]	10
Pressão [Pa]	101325

Tabela 4.2: Parâmetros constantes no caso de estudo.

De elevada importância referir, que no caso de estudo, podem ser utilizados variáveis adimensionais para comparar os casos abordados, porque para além de se tratar do mesmo valor de espessura inicial de película, o sistema é independente de h_0 , tal como foi referido no caso de estudo anterior.

4.2.3 Resultados e conclusões

Os gráficos seguintes, representam a pressão média gerada pela película lubrificante para as frequências de 738,3878, 7383,878 e 73838,78 Hz.

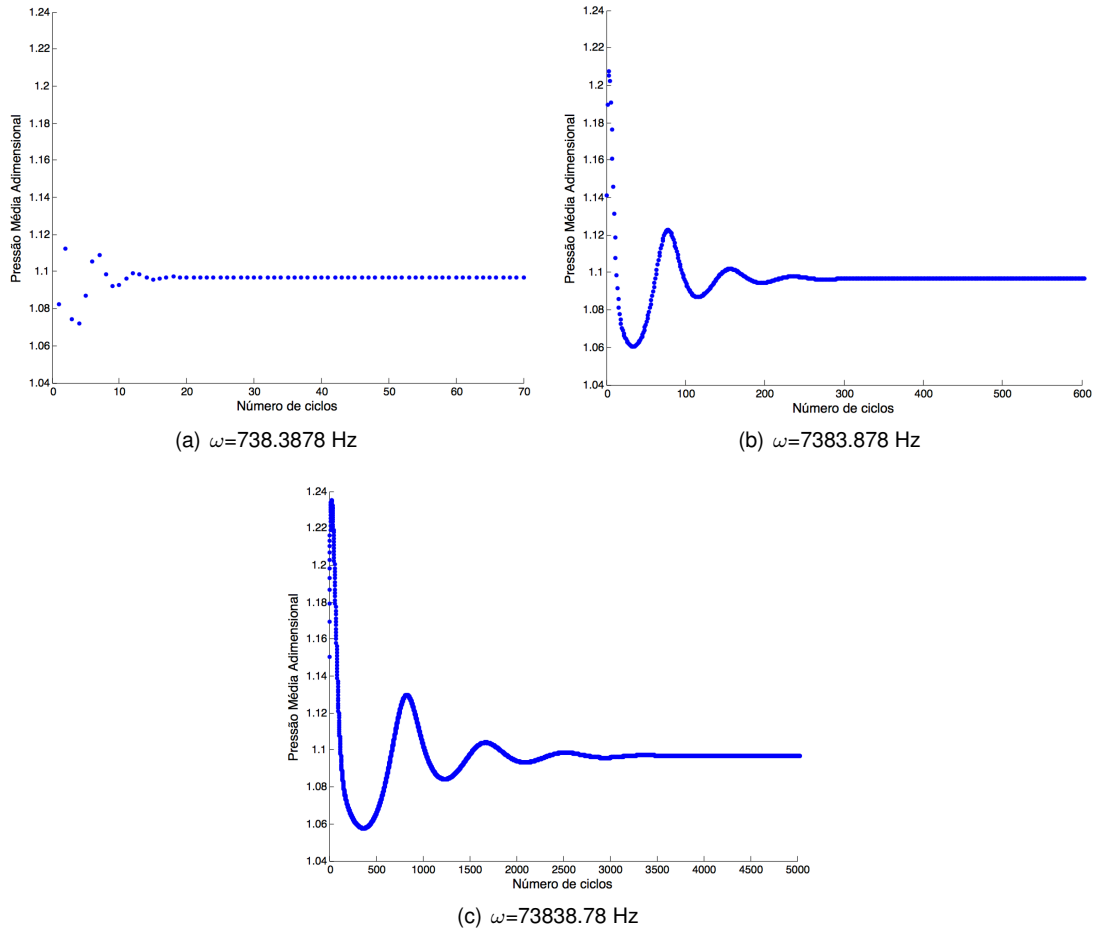


Figura 4.5: Pressão média Adimensional para frequências diferentes.

Observando os gráficos da figura 4.5, pode verificar-se que a pressão se mantém constante com o valor estacionário de 1,097, para as três frequências utilizadas. Este facto, justifica-se pela utilização dos mesmos valores de área (A_z) e peso (F_M), nos três casos estudados, tal como pode ser verificado na seguinte equação:

$$F_M = p_{med} \times A_z \Rightarrow p_{med} = \frac{F_M}{A_z} \quad (4.2)$$

Seguidamente, é analisado o deslocamento médio adimensional do elemento suportado, objectivo fundamental do caso de estudo. Espera-se que a massa se desloque para uma posição superior, uma vez que no caso com elemento suportado estático [1], tal como foi referido, observou-se um aumento de capacidade de carga, logo, se o elemento suportado está livre e a pressão média se mantém constante, esse aumento irá traduzir-se num acréscimo de deslocamento do elemento suportado, assim como se pode verificar nos gráficos da figura seguinte.

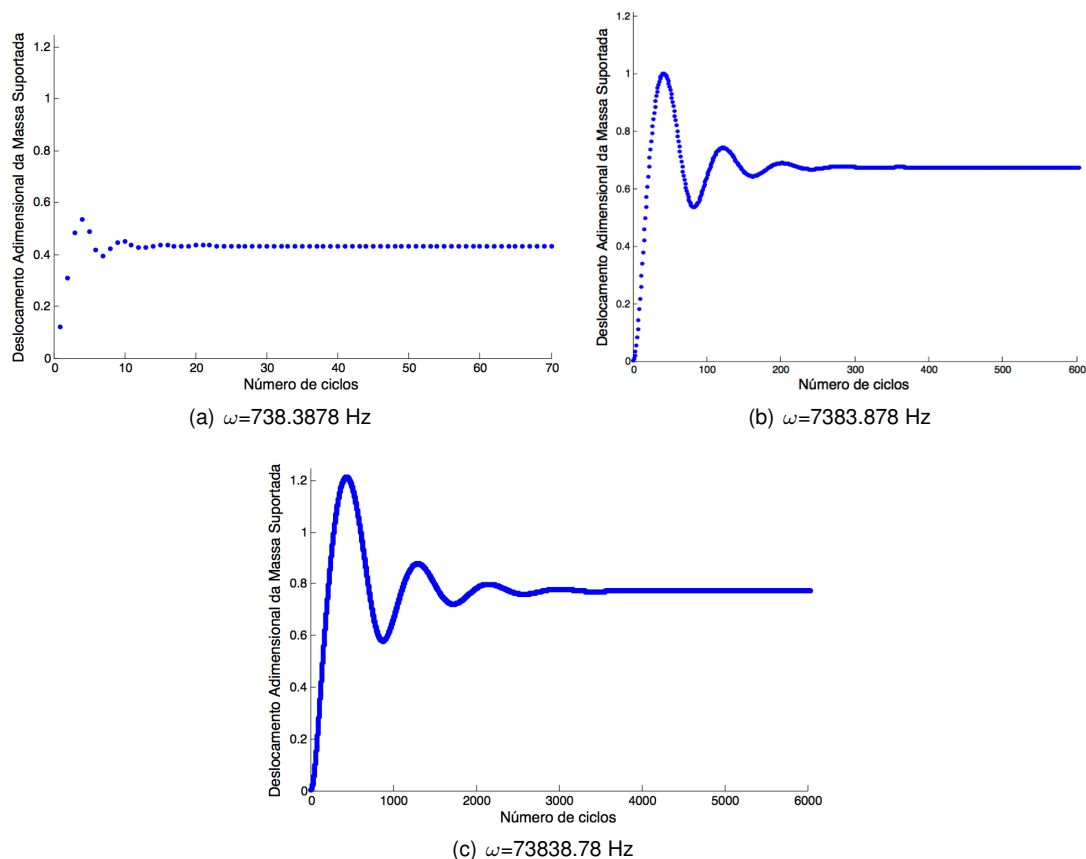


Figura 4.6: Deslocamento médio Adimensional para frequências diferentes.

Os valores da tabela seguinte, referem-se ao deslocamento médio adimensional da massa suportada, na fase estacionária, para as três frequências utilizadas.

ω [Hz]	Z
738,3878	0,4339
7383,878	0,6741
73838,78	0,7730

Tabela 4.3: Deslocamento adimensional para cada frequência analisada.

Tal como pode ser observado na figura 4.6 e na tabela 4.3, o deslocamento médio adimensional aumenta com o aumento de frequência. Porém, esse aumento é mais significativo da primeira frequência para a segunda do que da segunda para a terceira, com uma taxa de aumento de 55,3584% e 14,6714%, respetivamente.

Para analisar a origem deste decréscimo, recorreu-se à distribuição média de pressão no espaço (P_α), para perceber qual o efeito do aumento da frequência na pressão média desde o centro da película às suas fronteiras.

A distribuição de pressão no espaço (P_α), resulta da integração em ordem ao tempo sendo por isso uma distribuição espacial da pressão média no tempo. Cada nó alfa representa uma divisão do eixo coordenado α . Como a geometria em estudo é circular, o programa C-NZ.FOR foi programado para calcular a distribuição de pressão ao longo do raio, uma vez que o círculo é axissimétrico, ou seja, a

pressão média é igual em todas as direções radiais da película, discretizando para tal a malha com 101 nós. Todavia, acrescentaram-se outros 101 nós (negativos) com o objectivo de facilitar a compreensão do fenómeno de bombeamento nas fronteiras, sendo por isso representada a distribuição de pressão ao longo do diâmetro da película [1, 6].

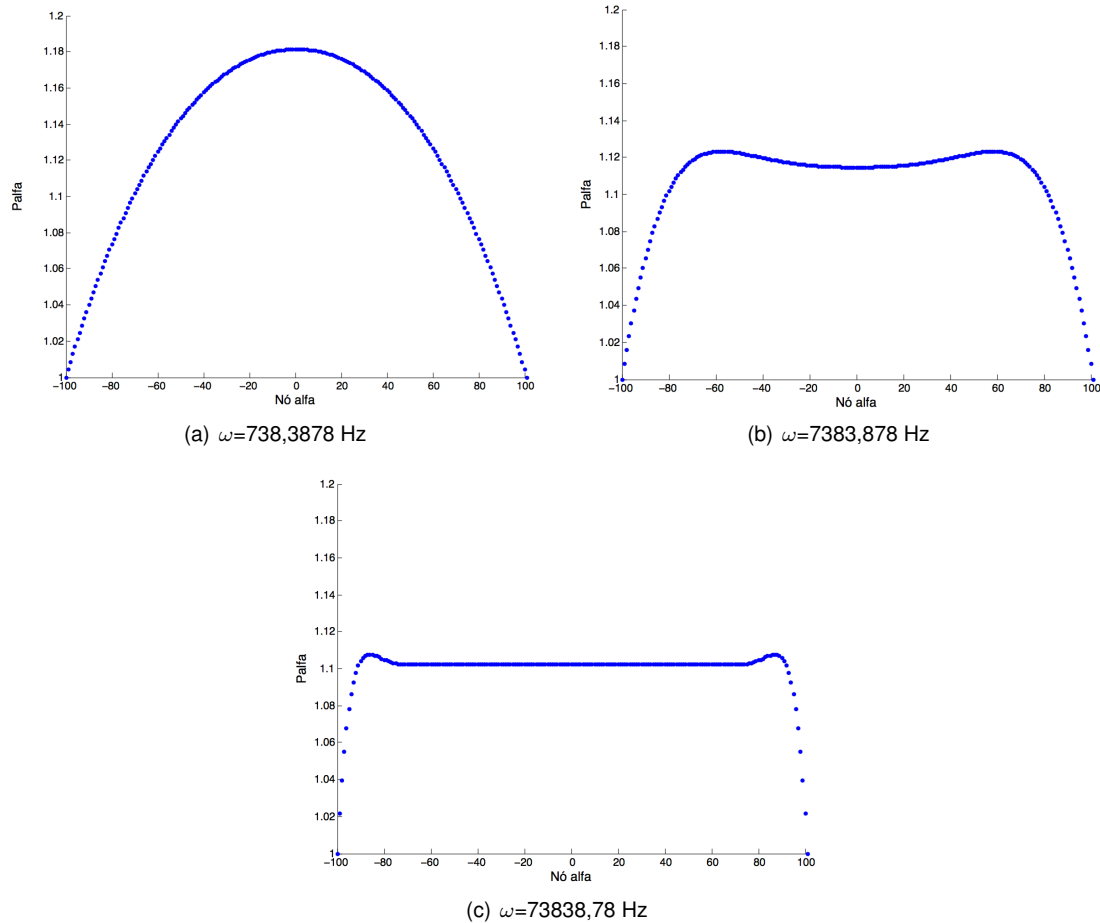


Figura 4.7: Distribuição média de pressão no espaço para frequências diferentes.

Observando os gráficos da figura 4.7, é possível verificar a igualdade da pressão média global nos três casos, porque corresponde à área delimitada por estes, tal como concluído pela observação dos gráficos da figura 4.5.

Considerando o nó zero como o centro do círculo e os nós 101 e -101 como as fronteiras da película lubrificante, é possível verificar através da observação dos gráficos da figura 4.7, que o gradiente de pressão se vai acentuando do centro até à fronteira, originando um fluxo de saída de ar (mais significativo em $\omega=738.3878$ Hz). Observando a figura 4.7a é possível perceber que o efeito de esmagamento de película quase não se verifica, porque o fluxo dá-se praticamente desde o centro da película devido à existência do gradiente de pressão, sendo o efeito dominante o amortecimento viscoso. Com o aumento da frequência (figuras 4.7b 4.7c), verifica-se que, nas zonas interiores da película a pressão tende cada vez mais a estabilizar. Portanto, o fluxo de ar nessas zonas praticamente não existe. Como consequência, os efeitos de compressibilidade tornam-se dominantes, à semelhança da lei de Boyle, no qual a pressão e o volume variam não-linearmente (efeito de rigidez não-linear).

Nas fronteiras, pode observar-se uma perda acentuada de pressão (nó 90 a 101 ou simétrico) e ainda o efeito de bombeamento (picos de pressão), como por exemplo na figura 4.7b representado pelos nós de 50 a 70. A entrada e saída de ar, com o aumento da frequência, dá-se cada vez mais junto às fronteiras enquanto a pressão na zona interior tem tendência para estabilizar, deixando assim de ocorrer fluxo no interior, consequência do efeito de bombeamento que impede a saída do ar interior tal como pode ser observado na figura 4.8. Este fenómeno ocorre desta forma, porque assim que os elementos de suporte e suportado se afastam o ar entra, e assim que se aproximam sai. O facto de haver maior abertura da fronteira durante a fase final de afastamento das superfícies do que na fase final de aproximação, provoca uma maior entrada de volume de ar do que aquele que efetivamente sai, retendo o fluído no interior da chumaceira. O aumento da frequência intensifica este efeito, porque para além da velocidade do fecho/abertura de fronteiras ser superior impedindo cada vez mais o ar de sair, a viscosidade do ar diminui a velocidade de escoamento do fluído, contribuindo também para a retenção do ar no interior da chumaceira. Fisicamente, este aumento corresponde ao alargamento da região central onde não ocorre fluxo, representada na figura 4.8b. Após alguns ciclos, o efeito do bombeamento impede a perda de pressão e a mesma impossibilita a entrada de mais ar, atingindo-se deste modo o equilíbrio. Conclui-se então, que a frequência é um parâmetro operacional importante, uma vez que conduz ao aumento da distância entre superfícies. No entanto, a taxa de aumento referida, deixa de ser significativa com o aumento da frequência, porque o bombeamento de ar para o interior da chumaceira, dá-se cada vez mais junto às fronteiras, observando-se um efeito assintótico do ganho de deslocamento da massa suportada.

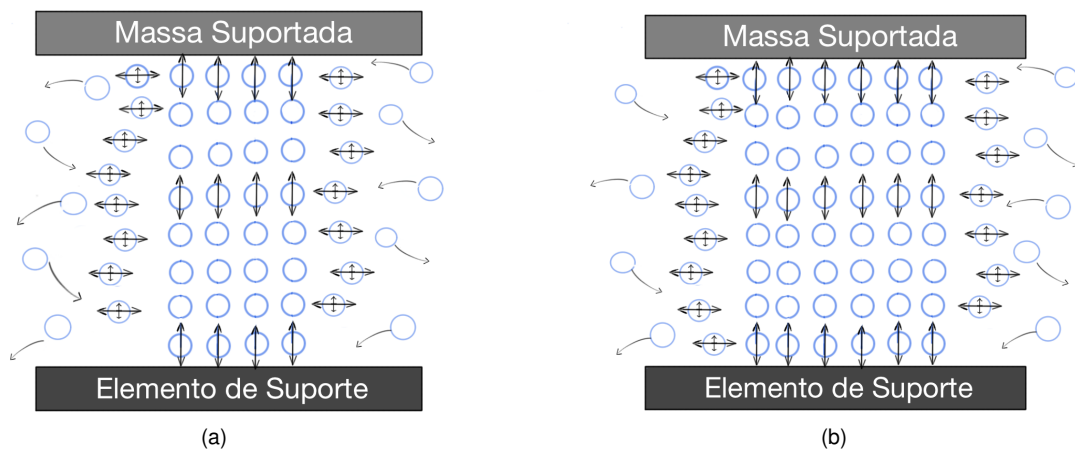


Figura 4.8: Representação da influência do aumento da frequência no fluxo de partículas de ar, em que b) corresponde ao caso com frequência mais elevada.

4.3 Comparação do Sistema com uma Mola considerada Ideal

A dissipação de energia assume um papel muito importante nos sistemas atuais, dado o aumento do interesse em poupar os recursos existentes. Por isso nesta secção, compara-se a chumaceira em estudo com uma mola considerada ideal, ou seja, um sistema em que não há dissipação de energia. Deste modo, será possível ter uma percepção da dissipação de energia por parte da película de ar aquando do aumento da frequência de oscilação, com base no desfasamento entre as respostas dos dois sistemas.

Primeiramente, analisa-se a influência da frequência no desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película e de seguida procede-se da mesma forma mas em relação aos movimentos do elemento de suporte e suportado. Por este motivo, se divide esta secção em duas partes.

4.3.1 Influência da frequência no desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película

Na secção anterior, observou-se que para a primeira frequência utilizada, o sistema reagiu como amortecedor viscoso (efeito dominante) uma vez que existe fluxo de ar praticamente junto ao centro da chumaceira. Nas frequências seguintes, o sistema tende a comportar-se cada vez mais como mola não-linear, dado o aumento de área em que não ocorre fluxo de ar.

Nesta primeira parte, tal como foi referido, será realizada uma análise com o objetivo de perceber qual a influência da frequência no desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película. Espera-se deste modo, comprovar que o desfasamento diminui à medida que se aumenta a frequência de oscilação, dada a tendência em comportar-se como uma mola nestas situações.

Se considerarmos a chumaceira como uma mola não-linear ideal, o desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película seria 180° , ou seja, o valor máximo de pressão corresponderia ao valor mínimo de espessura de película. No entanto, para facilitar a compreensão do estudo, considera-se que quando o sistema reage desta forma está em fase. Logo o desfasamento, em graus, representa quantitativamente o afastamento do sistema em relação à resposta de uma mola ideal.

Para a análise, foram utilizados os gráficos da pressão média e espessura média de película correspondentes ao elemento suportado estudado na secção anterior, obtidos a partir da integração da pressão e espessura de película em ordem ao tempo, no último ciclo de estabilização. Cada nó T corresponde uma divisão da malha de cálculo segundo o tempo.

Nos gráficos, as rectas representadas a azul traduzem o desfasamento entre as variáveis consideradas. A verde e vermelho, são representadas a espessura média de película e a pressão média, respetivamente.

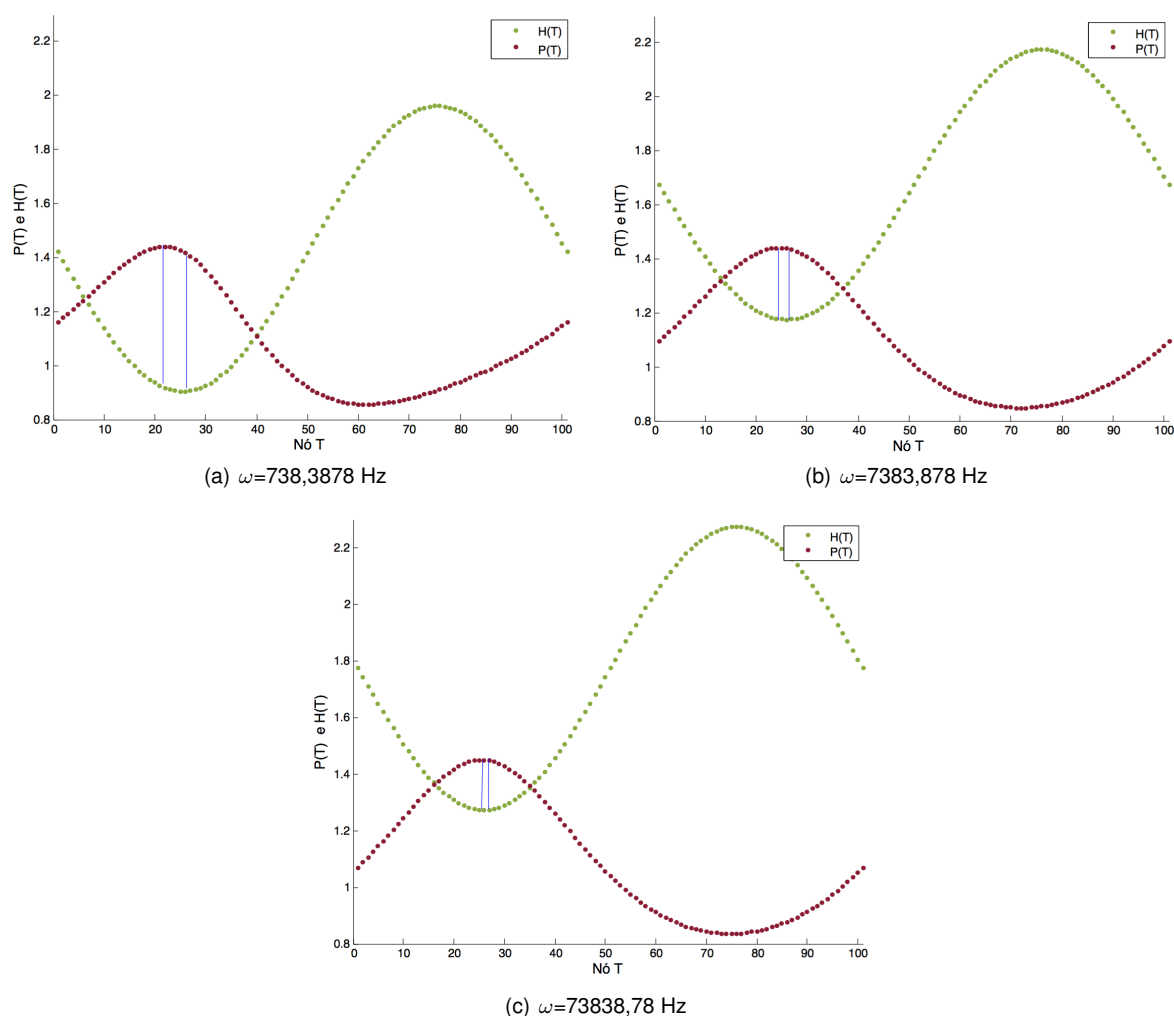


Figura 4.9: Desfasamento entre pressão média e espessura média de película para frequências diferentes.

Considerando que um ciclo (360°) corresponde ao nó 101, pode ser elaborada a seguinte tabela de forma a calcular o desfasamento entre as variáveis referidas.

Frequência [Hz]	738,3878	7383,878	73838,78
Nó T(P_{max})	22	24	25
Nó T(H_{min})	26	26	26
Δ Nó T	4	2	1
Desfasamento	$14,4^\circ$	$7,2^\circ$	$3,6^\circ$

Tabela 4.4: Desfasamento entre pressão média e espessura mínima de película para cada caso considerado.

De elevada importância referir que na tabela 4.4, com o aumento da frequência, o desfasamento toma valores que correspondem exatamente a metade do valor do desfasamento da frequência anterior. Isto porque, os gráficos são constituídos por valores racionais associados a números naturais (nós),

portanto, só foi possível verificar o desfasamento entre nós, apresentando alguns erros de precisão no cálculo. Poderia pensar-se que o refinamento da malha tornaria o cálculo muito mais preciso, no entanto, na referência [1], verificou-se que com um refinamento da malha para 201 nós, as alterações nos resultados eram pouco significativas.

Observando a figura 4.9 e a tabela 4.4, confirma-se o que anteriormente foi concluído com base no gradiente de pressão, ou seja, o aumento da frequência faz com que o sistema reaja de forma semelhante a uma mola não-linear ideal, uma vez que o valor do desfasamento tende para valores cada vez menores e como consequência, a película lubrificante dissipa cada vez menos energia. Verifica-se também, um aumento de espessura média de película que resulta diretamente do aumento do deslocamento adimensional do elemento suportado, observado nas figuras 4.6 da secção anterior.

4.3.2 Influência da frequência no desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado

Da mesma forma que anteriormente foi calculado o desfasamento entre a pressão média e a espessura média de película, será calculado o desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado, com o objectivo de comprovar que para frequências elevadas, o sistema tende a estar em fase, tal como na primeira parte desta secção.

Na figura 4.10, apresentam-se os gráficos correspondentes aos movimentos do elemento suportado ($Z(t)$) e do elemento de suporte ($0.5\sin(\omega t)$).

Como o movimento de oscilação do elemento suportado é muito inferior em termos de amplitude do que o elemento de suporte, optou-se por separar os dois gráficos de forma a poder ser observada a oscilação dos dois elementos corretamente. Se ambos os movimentos fossem apresentados no mesmo gráfico, o movimento correspondente ao elemento suportado seria observado como um movimento quase estático, sendo difícil a análise do desfasamento. Tal como na primeira parte desta secção, a distância entre as rectas a azul, representa o desfasamento entre os dois movimentos.

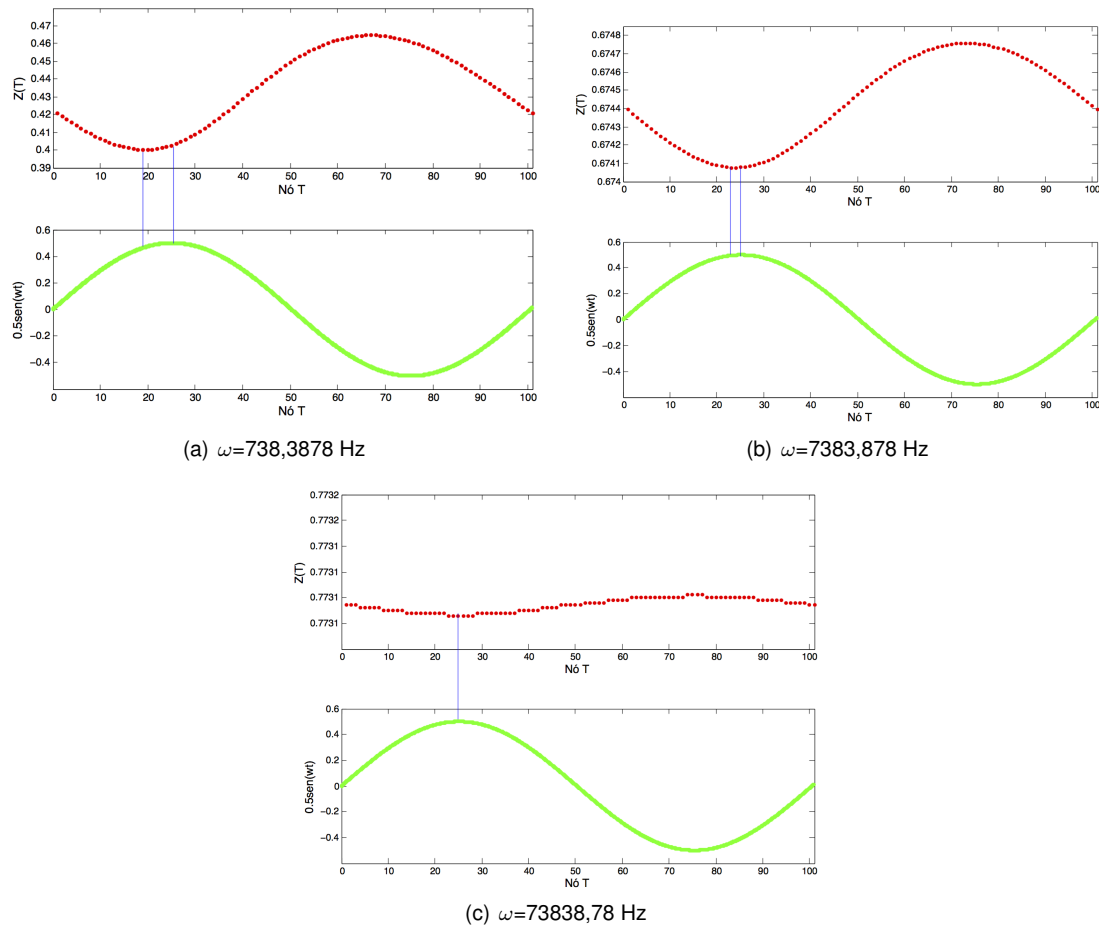


Figura 4.10: Desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado para frequências diferentes.

Frequência [Hz]	738,3878	7383,878	73838,78
Nó T(Z_{min})	19	23	26
Nó T[$\max(0.5sen(\omega t))$]	26	26	26
Δ Nó T	7	2	0
Desfasamento	25,2°	7,2°	0°

Tabela 4.5: Desfasamento entre os movimentos do elemento de suporte e suportado para as frequências consideradas.

Observando a figura 4.10 e a tabela 4.5, conclui-se que o sistema tende a reagir como uma mola não-linear ideal, tal como na primeira parte da secção, com a particularidade que da primeira frequência para a segunda o desfasamento reduz 71,43% e no caso anterior a redução era menos significativa (50%). Por outro lado, na última frequência utilizada, observa-se que o sistema está em fase, ou seja, não há praticamente dissipação de energia porque o fluxo na fronteira é quase nulo. Este acontecimento ocorre porque o bombeamento de ar impede a saída de ar e por sua vez, a pressão gerada no interior da chumaceira limita o fluxo de ar junto às fronteiras. No entanto, é necessário considerar, tal como na primeira parte, que existe um erro de precisão no cálculo do desfasamento por se tratarem de valores associados aos nós de uma malha.

Considerando apenas, os gráficos correspondentes ao deslocamento adimensional do elemento suportado, da mesma figura, verifica-se uma redução significativa do valor de amplitude com o aumento da frequência. Na tabela seguinte, estão representados os valores da amplitude respetivos a cada frequência utilizada.

Frequência [Hz]	738.3878	7383.878	73838.78
Amplitude	$322,58 \times 10^{-4}$	$3,405 \times 10^{-4}$	$0,04 \times 10^{-4}$

Tabela 4.6: Amplitude do movimento oscilatório do elemento suportado para as diferentes frequências utilizadas.

É possível explicar mais facilmente esta redução, com base no gráfico da última frequência utilizada, no qual o movimento de oscilação apresenta uma amplitude muito pequena, facto que se deve ao valor da frequência ser de tal forma elevado que o elemento suportado, devido à inércia, praticamente não entra na fase descendente.

4.3.3 Conclusões

O estudo presente nesta secção, serviu não só para comprovar as conclusões feitas no estudo da secção 4.2 como também permitiu afirmar que, em termos de dissipação de energia na película de ar, é preferível operar com frequências elevadas porque conduzem a menores perdas. Verificou-se também que, o aumento da frequência reduz significativamente a amplitude de oscilação da massa suportada, observado nos gráficos da figura 4.10. Portanto, para aplicações em que se pretenda a estabilidade do elemento suportado, recomenda-se também o uso de frequências elevadas, com a vantagem inerente de praticamente não haver dissipação de energia pela película de ar.

4.4 Estudo da Influência da Variação Simultânea da Massa e Área a Razão Constante na Posição Média Final da Massa

4.4.1 Introdução

Nesta secção, o estudo é direccionado para a influência da variação da massa e da área a razão constante na posição média final da massa suportada. Com este estudo, será possível perceber quais as respostas do sistema quando se varia o valor de massa e de área, mantendo-se a mesma razão entre as duas variáveis, ou seja, em condições de pressão constante, tal como poderá ser constatado posteriormente. Será também possível verificar, se a razão massa/área se trata de um parâmetro operacional que contribui para a otimização deste tipo de chumaceiras.

4.4.2 Procedimentos adotados

Para este estudo, consideraram-se dois elementos circulares com a mesma razão massa/área, fixando-se os restantes parâmetros tal como indicado na tabela 4.7, mantendo-os constantes em todos os casos estudados.

	Caso 1	Caso 2
Massa [Kg]	10	20
Área [mm²]	10000	20000
Razão Massa/Área [Kg/ mm²]	0,001	0,001

Tabela 4.7: Caracterização dos elementos de estudo.

Em primeiro lugar, é necessário comprovar que a pressão média é igual nos dois casos, verificando-se através da seguinte equação:

$$p_{med} = \frac{F_M}{A_z} = \left(\frac{m}{A_z} \right) g \Rightarrow p_{med} = \left(\frac{m_1}{A_1} \right) g = \left(\frac{m_2}{A_2} \right) g \quad (4.3)$$

Em que: A_1 e A_2 correspondem às áreas de cada caso e p_{med} está associado à pressão média gerada pela película lubrificante.

4.4.3 Resultados e conclusões

Com o objetivo de verificar graficamente a igualdade da pressão média dos dois casos, anteriormente comprovada com base na equação 4.3, analisou-se a pressão média adimensional através dos dados obtidos na simulação. Na figura seguinte, apresentam-se esses mesmos gráficos relativos aos casos 1 e 2.

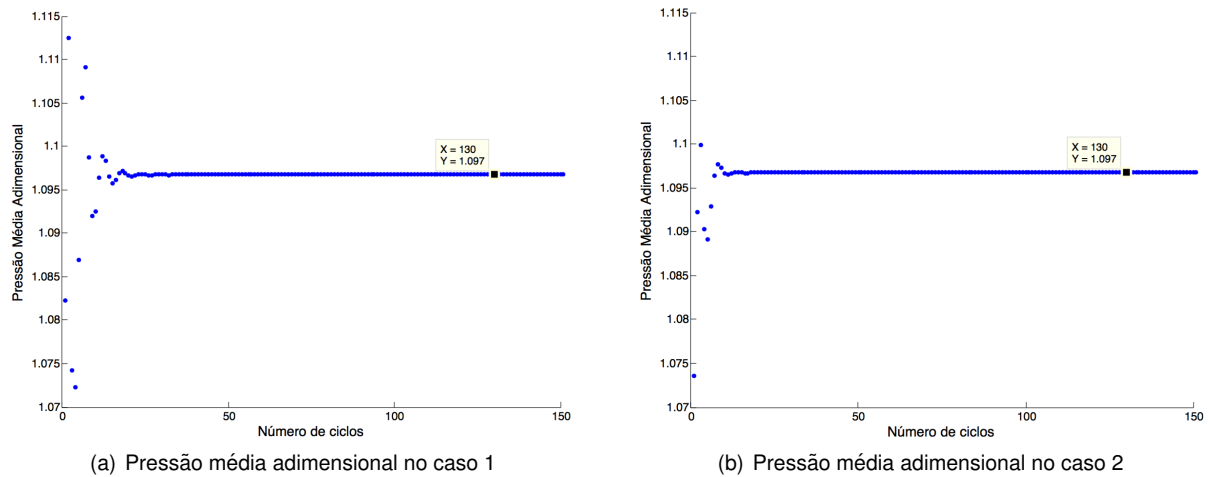


Figura 4.11: Verificação gráfica da igualdade de pressões nos dois casos.

Para poderem ser comparadas as figuras 4.11a e 4.11b, foi selecionado um ciclo contido no período estacionário (130), em ambos os casos. Deste modo, pode ser verificado que neste ciclo o valor de pressão média adimensional é o mesmo (1,097). Comprovando assim, a igualdade de pressões já observada na equação 4.3. Dada a verificação anterior, estão reunidas as condições para a análise da influência da variação proporcional da massa e da área na posição média final da massa.

Como se mantém h_0 constante nos dois casos, não é necessário recorrer aos gráficos da distância entre elementos, podendo ser analisados os gráficos referentes ao deslocamento adimensional de cada caso.

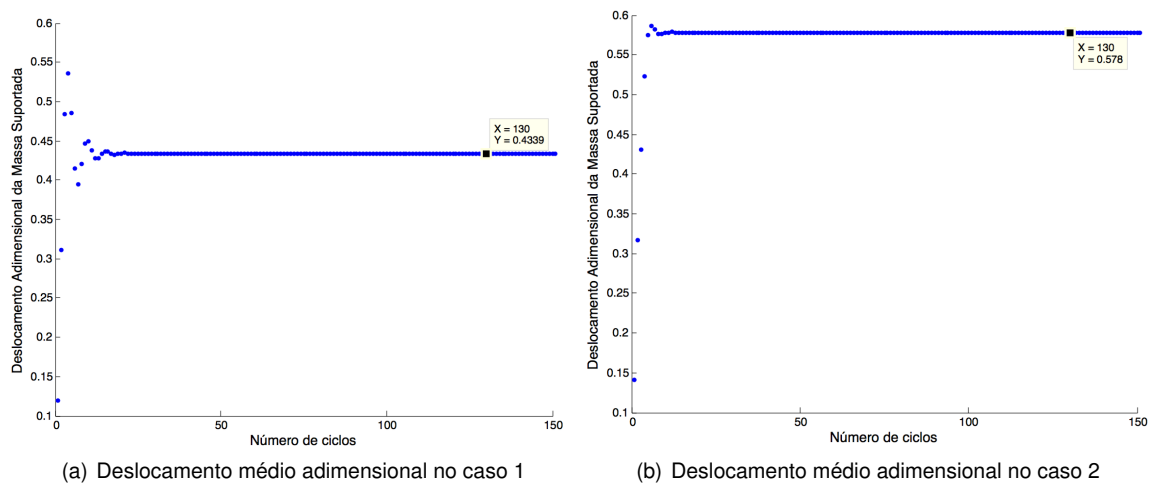


Figura 4.12: Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área.

Comparando as figuras 4.12a e 4.12b, pode observar-se que existe um ganho em termos de deslocamento do elemento suportado. Note-se a importância deste facto, uma vez que a pressão média é igual nos dois casos. Por outras palavras, as forças de sustentação geradas pelas películas lubrificantes são iguais em ambos os casos, conduzindo para a ideia de que este fenómeno estará associado à aplicação de uma força externa. No entanto, nenhuma força externa além da resultante da pressão

gerada pela película, foi aplicada ao elemento suportado. Pode dizer-se que este ganho deveu-se à variação de área e ao efeito de bombeamento de ar para o interior da chumaceira. Tal como foi referido, o bombeamento é o efeito de concentração do gás lubrificante no interior da chumaceira devido à diferença de fluxos de ar, na fase de afastamento e aproximação das superfícies. Assim, o aumento de área aumenta a capacidade de reter maior volume de ar no interior da chumaceira, que por sua vez aumentaria a pressão média se o elemento suportado estivesse estático. Este efeito surge, porque quando se aumenta a área, que está diretamente associada ao aumento da dimensão característica (B), aumenta-se simultaneamente a razão área/perímetro e o parâmetro adimensional de esmagamento de película (σ). Pela fórmula matemática 4.4, é possível perceber que valores de B superiores originam parâmetros σ elevados, resultando num aumento de P_{med} , tal como foi referido. Porém, na condição de pressão constante e com o elemento suportado livre, esse efeito traduz-se num aumento de deslocamento da massa suportada, mesmo para valores de massa superiores.

$$\sigma = \frac{12\mu\omega B^2}{p_a h_0^2} \quad (4.4)$$

Conclui-se então, que para a mesma razão massa/área e por consequência, mesma pressão média, é possível conseguir um maior afastamento das superfícies, através do aumento destes parâmetros. Este fenómeno, está relacionado com a dificuldade do ar, presente no interior da chumaceira, se aproximar das fronteiras, dado o aumento de área do caso 1 para o caso 2. Na figura 4.13, representa-se o aumento do deslocamento devido ao aumento da massa e área (volume transparente), mantendo a mesma proporção.

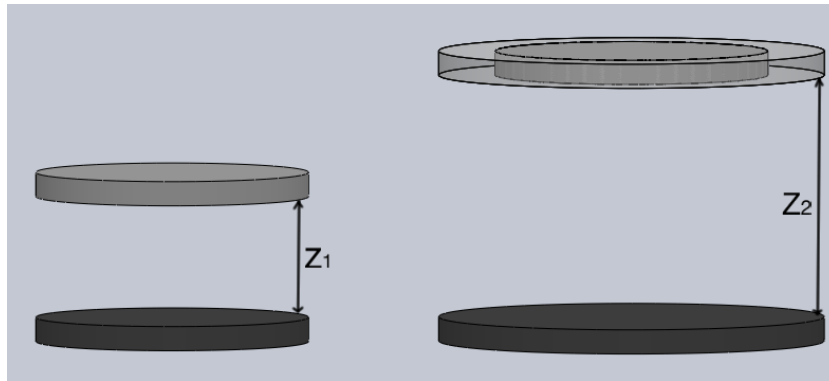


Figura 4.13: Representação do afastamento de superfícies com o aumento da massa e área, mantendo a razão entre estes parâmetros.

No sentido de investigar, se este efeito se intensifica com o aumento da frequência, realizou-se novamente o mesmo tipo de análise para as frequências de 7383,878 e 73838,78 Hz.

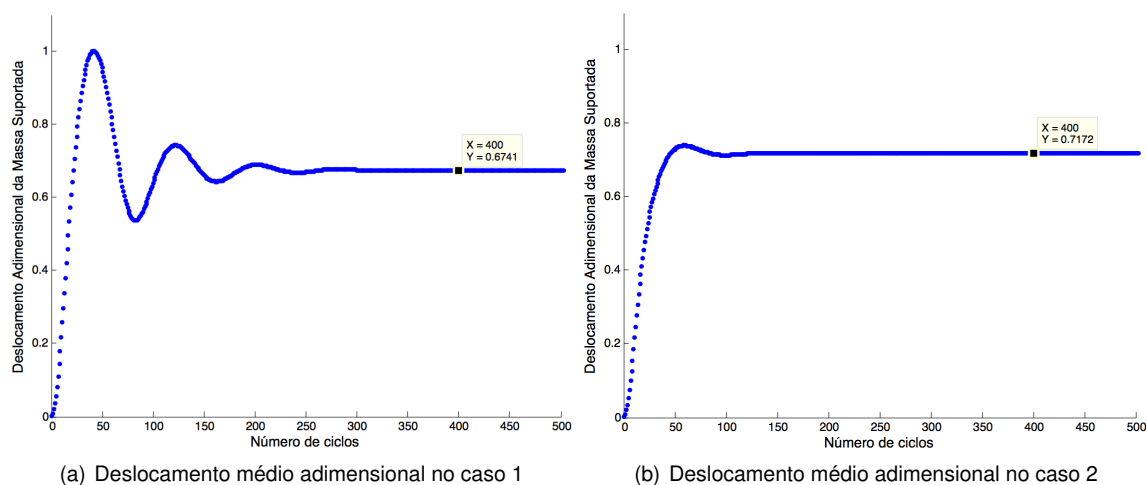


Figura 4.14: Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área para $\omega=7383,878$ Hz.

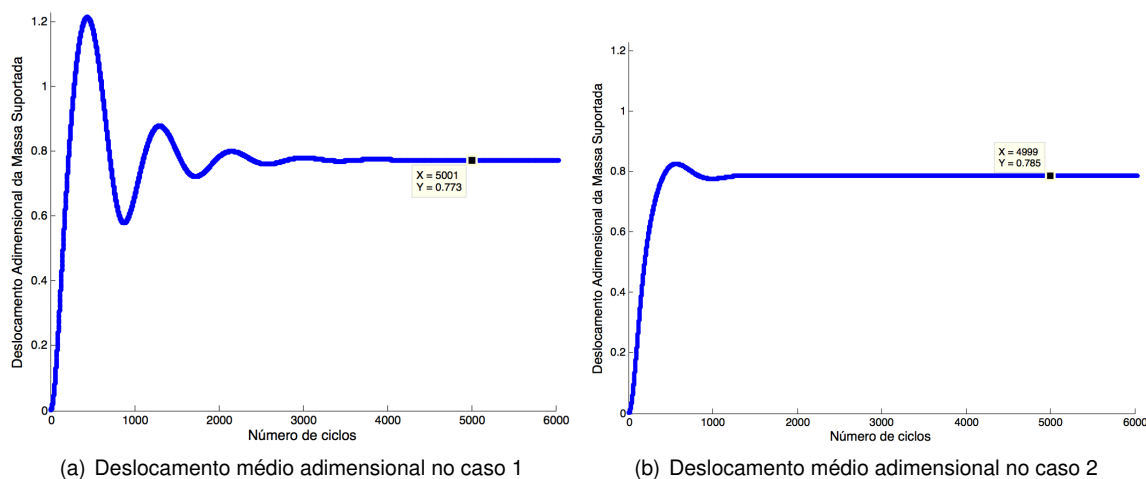


Figura 4.15: Posição média final de dois elementos com a mesma razão massa/área para $\omega=73838,78$ Hz.

Para quantificar as diferenças entre os deslocamentos adimensionais de cada frequência utilizada, apresentou-se na seguinte tabela, o ganho de deslocamento referente a cada caso.

ω [Hz]	Z_1	Z_2	ΔZ [%]
738,3878	0,4339	0,5778	33,16
7383,878	0,6741	0,7172	6,39
73838,78	0,7730	0,7850	1,55

Tabela 4.8: Variação do deslocamento adimensional com o aumento da frequência para a mesma razão massa/área.

O índice 1 e 2 da letra Z, correspondem aos deslocamentos adimensionais do caso 1 e 2, respectivamente. Tal como pode ser observado na tabela, o efeito do aumento de afastamento entre su-

perfícies, vai diminuindo significativamente com o aumento da frequência. O motivo que justifica esse decréscimo já foi, em parte, referido na secção 4.2 com a influência da frequência na posição média final da massa. No entanto, a esse fenómeno adiciona-se o facto de se ter aumentado a área da película lubrificante aumentando a relação área/perímetro. Observando os gráficos da secção anterior (4.7b e 4.7c), observa-se uma diminuição de área onde ocorre fluxo de ar (gradiente de pressão), que se deve ao aumento da frequência, tal como concluído na secção 4.2. Como consequência, o efeito da relação área/perímetro, que tinha sido aumentado, reduz. Deste modo, o ganho em termos de deslocamento da massa suportada diminui com o aumento da frequência.

A razão massa/área é assim, um parâmetro operacional importante, tendo o aumento dos seus dois parâmetros efeitos benéficos no afastamento de superfícies. No entanto, tal como verificado, este aumento deixa de ser significativo com o aumento da frequência, pelos motivos referidos anteriormente.

4.5 Estudo da Influência da Frequência no Período Transiente

4.5.1 Introdução

Nas secções anteriores, foram realizadas diversas análises com base no período estacionário. Nesta secção, o estudo está direccionado para o período transiente, porque em muitas aplicações não importa somente se a chumaceira cumpre a sua funcionalidade, mas sim, o tempo que o componente demora a estabilizar (período transiente). Por isso, será analisada a influência da frequência no período transiente do sistema.

4.5.2 Procedimentos adotados

Para estudar a influência da frequência no período transiente, fez-se variar o valor deste parâmetro mantendo constantes os seguintes parâmetros:

Amplitude [μm]	20
h_0 [μm]	40
Massa [Kg]	10
Pressão [Pa]	101325

Tabela 4.9: Caracterização do caso de estudo.

Normalmente, o termo "estabilização" de uma chumaceira está mais direccionada para o deslocamento do que propriamente para a pressão gerada pela película lubrificante. Portanto, a análise do período transiente será feita com recurso aos dados do deslocamento adimensional para cada frequência.

4.5.3 Resultados e conclusões

Para ser possível realizar a análise, optou-se por considerar que o limite entre o período transiente e o período estacionário, corresponde aquele cuja diferença entre dois valores consecutivos é de 1×10^{-4} .

Apresentam-se de seguida, os gráficos referentes ao deslocamento adimensional para cada frequência utilizada.

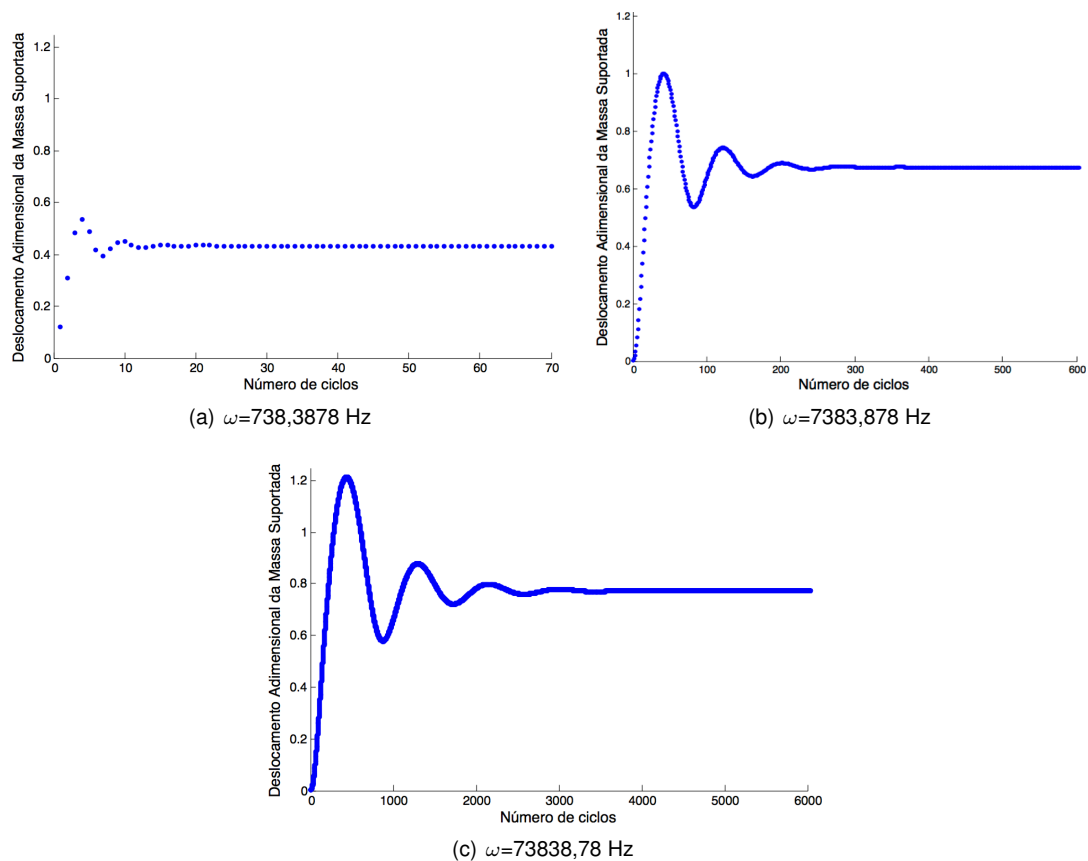


Figura 4.16: Deslocamento médio Adimensional para cada frequência considerada.

De forma a quantificar o tempo (t) necessário, para a estabilização do elemento suportado para cada frequência considerada, realizou-se a tabela seguinte, com base nos gráficos de deslocamento da figura 4.16.

ω [Hz]	N [ciclos]	t [s]
738,3878	31	0,042
7383,878	533	0,0721
73838,78	5786	0,07811

Tabela 4.10: Dados referentes ao período transiente de cada frequência.

Observando a tabela anterior, conclui-se que a taxa de aumento do tempo é inferior à taxa de aumento do número de ciclos, devido à influência da frequência de oscilação. Portanto, com o aumento da frequência, obtém-se um aumento da distância entre superfícies, tal como concluído na secção 4.2, com a desvantagem do período transiente ser maior.

4.6 Influência da Rigidez do Sistema na Espessura Média de Película final

4.6.1 Introdução

Nesta secção, será analisada a influência da rigidez do sistema na espessura média de película final. Tendo em conta que o ar é compressível, com a variação de parâmetros como a massa, a área e a frequência, a película lubrificante assume comportamentos diferentes em termos de rigidez. Assim, a secção será dividida em duas partes distintas: a análise em condições de área constante e em condições de pressão constante. O objetivo fundamental do caso de estudo, será perceber as diferentes respostas do sistema e assim, permitir dar recomendações com vista à sua otimização.

Se for considerada uma mola linear, a rigidez (k) pode ser calculada da seguinte forma:

$$F_m = k \times x \Rightarrow k = \frac{F_m}{x} \quad (4.5)$$

Analogamente, pode ser calculada a rigidez não-linear do sistema (K_{nl}), substituindo a variável força (F_m) pela capacidade de carga (F_Z) e a variável deslocamento (x) pela espessura média de película (h), tal como representado na seguinte equação:

$$K_{nl} = \frac{F_m}{x} \rightsquigarrow \frac{F_Z}{h} \quad (4.6)$$

4.6.2 Análise em condições de área constante

4.6.2.1 Procedimentos adotados

O elemento de suporte foi submetido a três frequências de oscilação diferentes: 738,3878, 7383,878 e 73838,78 Hz, tal como no caso de estudo anterior. Além da variação da frequência, variaram-se em simultâneo as massas do elemento suportado com os seguintes valores: 5, 10 e 20 Kg. Justifica-se o uso de três valores de massa porque caso se tratassem de apenas duas, as curvas de rigidez ($F_z(h)$) seriam rectas, logo estaríamos perante um caso de rigidez linear, o que não se verifica. O eixo das abcissas e ordenadas destes gráficos, correspondem à espessura média de película e à capacidade de carga, respetivamente.

4.6.2.2 Resultados e conclusões

Na figura seguinte, estão representados os gráficos de rigidez associados a cada frequência de oscilação considerada. Cada ponto dos gráficos, corresponde a um par ordenado (F_z, h), que por sua vez, representa uma das massas em análise, cujo valor aumenta de baixo para cima.

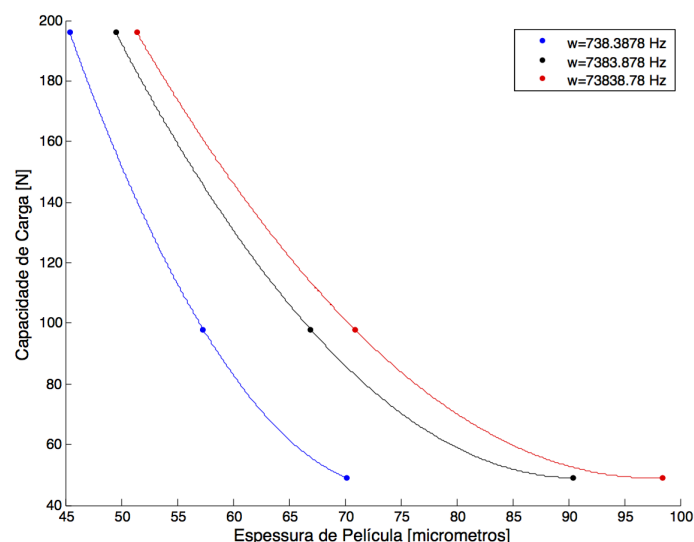


Figura 4.17: Rigidez do sistema para três frequências diferentes, em condições de área constante.

Observando o gráfico, verifica-se de imediato a não-linearidade da rigidez pelo facto do gráfico ser uma curva e não uma recta (linear). Assim como esperado, quanto maior for a massa, maior a capacidade de carga necessária para a conseguir sustentar. Como consequência, também será menor a espessura média de película.

De elevada importância referir, que a espessura média de película aumenta com a frequência, no entanto, esse aumento deixa de ser significativo quando se passa da segunda frequência para a terceira, tal como referido na secção 4.2 e como pode ser observado com a distância das curvas associadas às frequências 7383,878 e 73838,78 Hz em relação à de 738,3878 Hz.

Considerando as curvas correspondentes às frequências 738,3878 e 7383,878 Hz, observa-se que, para a primeira frequência o sistema reage como mola não-linear e para a segunda, como mola não linear mais elástica relativamente à anterior. Esta afirmação deve-se ao facto de que, para os mesmos valores de capacidade de carga, obtém-se uma variação de espessura de película superior no segundo caso. Logo, trata-se de uma mola mais elástica do que a da primeira frequência. A justificação física que explica este fenómeno, está associada ao aumento do efeito de "retenção do ar" com o aumento da frequência, fazendo com que o volume de ar seja superior no segundo caso, permitindo assim, uma maior diferença de espessura de película com o aumento de carga.

No sentido de quantificar a variação de espessura média de película (Δh) e a rigidez (K) para cada frequência, foram analisados os valores de h correspondentes às massas de 5 e 20 Kg, ou seja, h_1 e h_3 , respectivamente (tabela 4.11), por serem os valores associados às extremidades de cada curva.

	$h_1 [\mu m]$	$h_3 [\mu m]$	$\Delta h [\%]$
$\omega = 738,3878 Hz$	45,41	70,23	54,61
$\omega = 7383,878 Hz$	49,52	90,45	82,65
$\omega = 73838,78 Hz$	51,4	98,38	91,40

Tabela 4.11: Variação relativa de espessura média de película em condições de área constante.

	$\Delta F_z [N]$	$\Delta h [\mu m]$	$K [N/m]$
$\omega = 738,3878 Hz$	147	24,82	$5,9226 \times 10^{-6}$
$\omega = 7383,878 Hz$	147	40,93	$3,5915 \times 10^{-6}$
$\omega = 73838,78 Hz$	147	98,38	$1,4942 \times 10^{-6}$

Tabela 4.12: Variação da rigidez com o aumento da frequência em condições de área constante.

Com os dados das tabelas 4.11 e 4.12, observa-se o aumento da variação h e diminuição dos valores de K com o aumento da frequência, tal como concluído anteriormente pela observação do gráfico da figura 4.17.

Se observarmos na figura 4.17, para a mesma frequência, a variação da rigidez com o aumento da capacidade de carga, pode-se concluir que o sistema se comporta de forma mais rígida e como consequência tem uma menor variação de espessura de película.

Em suma, se o objectivo de determinada aplicação, for o de operar em condições de área constante, por exemplo por limitação de espaço e que o aumento de carga não induza grandes variações no deslocamento do elemento suportado, recomenda-se a utilização de baixas frequências. No entanto, se as condições de trabalho se mantiverem (área constante) com a particularidade da utilização da mesma frequência de oscilação, é preferível o uso de valores de massa elevados (maior rigidez).

4.6.3 Análise em condições de pressão constante

4.6.3.1 Procedimentos adotados

Para esta análise, efetuaram-se os mesmos procedimentos que na secção 4.4. No entanto, teve de ser adicionada mais uma massa suportada, por se tratarem de condições não-lineares, tal como referido anteriormente. Em todos os casos estudados nesta parte, a pressão média mantém-se constante pelo facto de se tratar da mesma razão massa/área, como verificado na equação 4.3. No estudo, foram considerados os seguintes elementos suportados:

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Massa $[Kg]$	5	10	20
Área $[mm^2]$	5000	10000	20000
razão massa/área $[Kg/mm^2]$	0,001	0,001	0,001

Tabela 4.13: Caraterização dos elementos suportados em análise.

4.6.3.2 Resultados e conclusões

Na secção 4.4, concluiu-se que o aumento de massa e área, mantendo a mesma razão, origina uma subida na posição média final e como consequência, o aumento da espessura média de película (declive positivo no gráfico da figura 4.18). Efeito que se intensifica, embora assintoticamente, com o aumento da frequência. Este fenómeno, pode ser observado no gráfico de rigidez da figura seguinte, pelo facto das curvas se deslocarem para a direita e aproximarem-se em simultâneo.

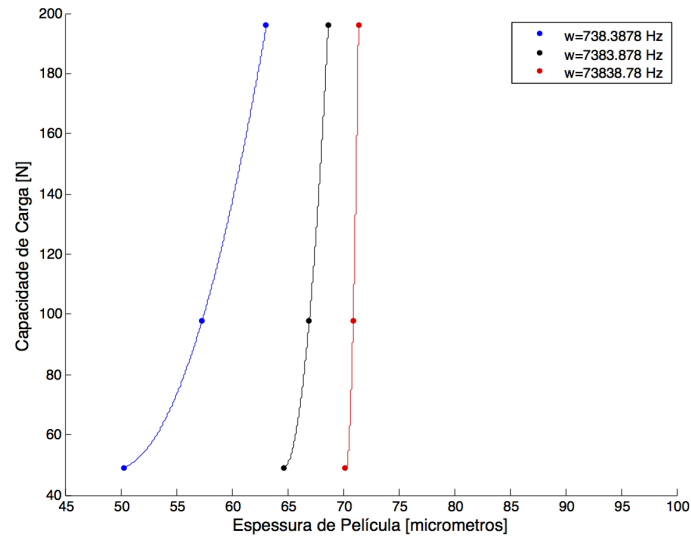


Figura 4.18: Rigidez do sistema para as três frequências consideradas, em condições de pressão constante.

Observando a figura 4.18, é possível comprovar o comportamento não-linear do sistema, tal como na primeira parte desta secção.

Ao contrário da análise em condições de área constante, a rigidez do sistema tende a aumentar com o aumento da frequência, tal como pode ser observado pelo aumento do declive das curvas. Assim, para a primeira frequência utilizada, o sistema comporta-se como uma mola não-linear mais flexível e para a última reage como mola não-linear mais rígida, em comparação com as restantes curvas. Pode concluir-se também, que o aumento da capacidade de carga aumenta a rigidez e que o sistema responde de forma mais rígida com o aumento da espessura.

	$h_1[\mu m]$	$h_3[\mu m]$	$\Delta h [\%]$
$\omega = 738,3878 Hz$	63,12	50,35	25,36
$\omega = 7383,878 Hz$	68,69	64,63	6,28
$\omega = 73838,78 Hz$	71,40	70,17	1,75

Tabela 4.14: Variação relativa de espessura média de película em condições de pressão constante.

	$\Delta F_z [N]$	$\Delta h [\mu m]$	$K [N/m]$
$\omega = 738,3878 Hz$	147	12,77	$1,5110 \times 10^{-5}$
$\omega = 7383,878 Hz$	147	4,06	$3,6210 \times 10^{-5}$
$\omega = 73838,78 Hz$	147	1,23	$11,9512 \times 10^{-5}$

Tabela 4.15: Variação da rigidez com o aumento da frequência em condições de pressão constante.

Considerando as tabelas 4.14 e 4.15, verifica-se o aumento da rigidez com o aumento da frequência, associada à diminuição da espessura média de película.

Deste modo, se o objectivo de determinada aplicação, for o de operar em condições de pressão constante com variação de carga, por exemplo em sistemas micro-electromecânicos utilizados em automóveis (giroscópios) [33] e que o sistema não reaja com grandes diferenças no deslocamento do elemento suportado, é recomendada a utilização de frequências elevadas, ao contrário da situação em

condições de área constante. No entanto, para as mesmas condições de trabalho (pressão constante), com a particularidade da utilização da mesma frequência de oscilação, será preferível o uso de valores de massa elevados, tal como em condições de área constante, com a grande diferença dos valores de rigidez, serem de uma ordem de grandeza superior.

Capítulo 5

Conclusões

O facto da lubrificação com fluídos compressíveis corresponder a uma situação menos vulgar, criou a necessidade de compreender os fenómenos inerentes a este processo e o estudo da influência dos parâmetros operacionais deste tipo de chumaceira, auxiliando o projeto deste componente mecânico.

Devido à complexidade das equações que descrevem o comportamento das chumaceiras axiais de esmagamento de película de ar, a obtenção de resultados exige o recurso de métodos de experimentação numérica e de computadores para os aplicarem.

Neste trabalho, foram simuladas diversas situações em que se variam alguns parâmetros operacionais, com o objetivo fundamental de perceber a sua influência no comportamento da chumaceira e obter recomendações quanto ao melhor uso destes parâmetros, melhorando a sua performance.

Através desta dissertação, foi possível não só a obtenção de algumas conclusões que atingiram os objetivos propostos mas também a descoberta de novos campos de investigação, que de certa forma, respondem a algumas questões levantadas durante a elaboração deste trabalho, referidos na secção 6.

Numa primeira análise (secção 4.1), estudou-se a influência da espessura de película inicial na posição média final da massa suportada, com o objectivo de perceber se esta variável assume um papel importante na performance da chumaceira. Através da utilização de diferentes posições iniciais da massa, verificou-se que a posição média final desta era a mesma para os três casos, provando-se que o sistema é independente de h_0 . Ressalve-se, que não pode ser ultrapassado o limite deste valor onde os efeitos resultantes da inércia e da gravidade fazem com a massa acelere de tal forma, que a pressão da película lubrificante não consiga fazer face a este movimento, dando origem ao contacto das superfícies.

De seguida, na secção 4.2, analisou-se a influência da frequência na posição média final da massa em condições de pressão constante, verificando-se que com o aumento da frequência é possível obter maiores deslocamentos do elemento suportado. Este fenómeno, está associado ao aumento do efeito de "captura" do ar com o aumento da frequência. No entanto, o ganho diminui significativamente com

o aumento da frequência, sendo aproximadamente, 55% da primeira frequência para a segunda e 15 % da segunda para a terceira frequência. Este decréscimo, deve-se ao facto do fluxo ocorrer cada vez mais junto às fronteiras, consequência do aumento da frequência. Portanto, para o mesmo valor de massa, recomenda-se o uso de frequências elevadas uma vez que permitem maior separação das superfícies (lubrificação).

Atualmente o interesse em poupar os recursos existentes é elevado. Na secção 4.3, compara-se a resposta do sistema com a de uma mola considerada ideal, ou seja, um sistema em que não há dissipação de energia. Para tal, analisou-se não só o desfasamento entre a espessura de película e a pressão média mas também, o desfasamento entre os movimentos dos elementos de suporte e suportado. Para o primeiro caso, concluiu-se que com o aumento da frequência, o sistema tende a comportar-se como uma mola ideal, ou seja, a película lubrificante praticamente não dissipa energia. No segundo caso, verificou-se o mesmo que no primeiro, com a particularidade do desfasamento reduzir de forma mais significativa da primeira para a segunda frequência. Assim, para aplicações em que se pretenda uma estabilização mais eficaz do elemento suportado, sugere-se a utilização de frequências elevadas, com a vantagem do sistema dissipar menos energia.

Na secção 4.4, verifica-se que o aumento da massa e área na mesma proporção (pressão constante) induz um aumento no deslocamento da massa suportada. De seguida, fez-se variar a frequência, no sentido de verificar se este efeito se intensifica com o aumento desta. Observou-se com esta ação que o ganho decresceu, verificando-se um efeito assintótico.

O objetivo principal de qualquer chumaceira é a separação de superfícies e o amortecimento de eventuais sobrecargas. No entanto, o tempo de estabilização também é um fator muito importante a ter em conta no seu projeto. Assim, na secção 4.5, realizou-se uma análise da influência da frequência no período transiente. Tendo-se observado que para frequências mais elevadas o sistema demora mais tempo a estabilizar.

A película lubrificante, dependendo da situação, pode apresentar mais ou menos rigidez e como consequência, pode ocorrer maior ou menor oscilação do elemento suportado. Por isso, na secção 4.6 apresenta-se um estudo sobre a variação da rigidez em condições de área e pressão constante. Com base na analogia entre o sistema em estudo e o de uma mola, variou-se a massa e a frequência, analisando-se de seguida a espessura de película. Deste modo, foi possível concluir que para condições de área constante, é preferível a utilização de frequências baixas, uma vez que a película lubrificante assume um comportamento mais rígido, não permitindo que uma eventual sobrecarga origine grandes oscilações na posição da massa. Mantendo-se a condição de área constante e operando-se com a mesma frequência de oscilação, recomenda-se a utilização de valores de massa elevados, afim de reduzir a oscilação do elemento suportado.

Para o mesmo estudo em condições de pressão constante, verificou-se que com o aumento da frequência o sistema tem tendência a reagir de forma mais rígida, contrariamente ao estudo com área constante. Portanto, sugere-se o uso de frequências elevadas de modo a não induzir grandes

oscilações no elemento suportado após a sobrecarga deste. Adicionando à condição de pressão constante, a utilização da mesma frequência, verificou-se a mesma conclusão que em condições de área constante, ou seja, deve ser usado um valor de massa elevado.

Seguidamente, apresenta-se uma tabela resumo com as recomendações referidas anteriormente, facilitando o seu uso no projeto deste tipo de chumaceira. De modo a simplificar a tabela, consideram-se constantes todos os parâmetros que não estejam presentes nesta, apresentando-se unicamente os que se analisaram neste trabalho.

Recomendação	Condições da Aplicação	Vantagens	Desvantagens
Aumento de h_0	Aplicável em todas as condições.	Sistema independente deste parâmetro; Menor amplitude de oscilação do elemento suportado no período transiente.	Se ultrapassado o limite dá-se o contacto entre superfícies.
Aumento da frequência	Massa do elemento suportado constante.	Aumento da separação de superfícies; Menor dissipação de energia; Menor amplitude de oscilação do elemento suportado.	Maior período transiente; O ganho do deslocamento deixa de ser significativo.
Utilização de frequências baixas	Área constante (limitações de espaço).	Menor oscilação do elemento do elemento suportado.	Maior dissipação de energia; Menor afastamento das superfícies. Sistema mais rígido.
Utilização de frequências altas	Pressão constante	Menor oscilação do elemento do elemento suportado. Maior afastamento das superfícies. Menor dissipação de energia.	Maior período transiente. Sistema mais rígido.

Tabela 5.1: Tabela resumo de recomendações para condições específicas de projeto.

Capítulo 6

Trabalho futuro

O trabalho realizado, tal como foi referido, proporcionou a descoberta de novos campos de investigação relacionados com este tema. A solução de algumas perguntas relativas a esses campos, possibilita o desenvolvimento e auxílio no projeto deste tipo de chumaceiras. Como tal, sugerem-se de seguida alguns trabalhos futuros.

Propõe-se em primeiro lugar, a comparação dos resultados obtidos nesta dissertação com os resultados obtidos por via experimental.

Na secção 4.1, verificou-se que a resposta da chumaceira é independente da posição inicial da massa, no entanto, existe uma posição na qual a pressão gerada pela película lubrificante não consegue desacelerar a massa, dando-se o contacto entre os elementos da chumaceira. Sugere-se assim, a determinação do valor desta posição desconhecida, que devido aos efeitos de compressibilidade é muito difícil encontrar uma solução analítica.

Durante as análises realizadas, foram utilizados os mesmos valores de frequência, por motivos já explicados anteriormente. Seria interessante a determinação do valor de frequência limite para a qual se verifica a separação de superfícies, sendo necessário fixar-se os restantes parâmetros.

Em todo o trabalho, as superfícies dos elementos de chumaceira foram consideradas perfeitamente rígidas, que por consequência, originam a criação de uma película com espessura uniforme. Propõe-se assim, a simulação de uma chumaceira com as superfícies flexíveis criando, deste modo, uma película com espessura não-uniforme. Pretende-se com este estudo, verificar se o efeito de "captura" do ar é melhorado, permitindo assim, um maior afastamento entre as superfícies consideradas.

Referências

- [1] Jaime Miguel B. Coelho. Influência dos parâmetros geométricos na capacidade de carga de chumaceiras axiais de esmagamento de película de ar com o elemento suportado estático. Master's thesis, IST, Setembro 2010.
- [2] Luís António de Andrade Ferreira. *Tribologia: Notas De Curso: Lubrificação e Lubrificantes*. Publindústria, Edições Técnicas, 1998. ISBN:972-95794-5-8.
- [3] Bernard J.Hamrock. *Fundamental of Fluid Film Lubrication*. Marcel Dekker, 2nd edition, 2004. ISBN:0-8247-5371-2.
- [4] Oscar Pinkus. The reynolds centennial: A brief history of the theory of hydrodynamic lubrication. *Journal of tribology*, 109(1):2–15, 1987.
- [5] N.P. Petrov. *Friction in Machines and the Effect of Lubricant on It*, volume 1, pages 71–140. St. Petersburg, 1883.
- [6] Eduardo Joaquim Anjos de Matos Almas. *Chumaceiras Axiais de Esmagamento de Película Compressível, Desenvolvimento de Métodos de Análise Numérica para Aplicação em computador pessoal, Tese de Doutorado*. PhD thesis, IST, 1992.
- [7] D. Dowson. *Hydrodynamic Lubrication, Bearings and Thrust Bearings*. ELSEVIER, 2005. Tribology series,33.
- [8] H. L. Wunsch. Lubrication with air. *New Scientist*, 12(267):792–794, 28 de Dezembro 1961. National Engineering Laboratory.
- [9] WJ Harrison. *The hydrodynamical theory of lubrication with special reference to air as a lubricant*. University Press, 1913.
- [10] A.Z Szeri. Some extensions of the lubrication theory of osborne reynolds. *ASME*, 109:21–36, Janeiro 1987.
- [11] DW Parkins and WT Stanley. Characteristics of an oil squeeze film. *Journal of Tribology*, 104(4):497–502, 1982.
- [12] EOJ Salbu. Compressible squeeze films and squeeze bearings. *Journal of Fluids Engineering*, 86(2):355–364, 1964.

- [13] M.Reiner et al. The centripetal-pump effect in a vacuum pump. Royal Society of London.Series A,Mathematical and Physical Sciences, 16 January 1958. Communicated by Sir Geoffrey Taylor.
- [14] WE Langlois. Isothermal squeeze films. *Q. Appl. Math*, 20(2):131–150, 1962.
- [15] C. L. Emmerich. Piezoelectric oscillating bearing. US patent No.3351393, November 1967.
- [16] L. F. Warnock. Dynamic gas film supported inertial instrument. US patent No.3339421, September 1967.
- [17] T. B. Farron and R. R. John. Squeeze film bearings. US patent No.3471205, October 1969.
- [18] Chao Wang. *Static, dynamic and levitation characteristics of squeeze film air journal bearing: Designing, modelling, simulation and fluid solid interaction*. PhD thesis, Brunel University School of Engineering and Design PhD Theses, 2011.
- [19] DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN and M Sc Su Zhao. Investigation of non-contact bearing systems based on ultrasonic levitation. 2010.
- [20] CHT Pan. On asymptotic analysis of gaseous squeeze-film bearings. *Journal of Tribology*, 89(3):245–253, 1967.
- [21] Richard C DiPrima. Asymptotic methods for an infinitely long slider squeeze-film bearing. *Journal of Tribology*, 90(1):173–183, 1968.
- [22] James Vere Beck, WG Holliday, and CL Strodman. Experiment and analysis of a flat disk squeeze-film bearing including effects of supported mass motion. *Journal of Tribology*, 91(1):138–148, 1969.
- [23] MM Reddi and TY Chu. Finite element solution of the steady-state compressible lubrication problem. *Journal of Tribology*, 92(3):495–502, 1970.
- [24] RR Whymark. Acoustic field positioning for containerless processing. *Ultrasonics*, 13(6):251–261, 1975.
- [25] EPSON. Gyro sensors. acedido em:<http://www5.epsondevice.com>, Agosto 2015.
- [26] Shigeka Yoshimoto, Hiroyuki Kobayashi, and Masaaki Miyatake. Float characteristics of a squeeze-film air bearing for a linear motion guide using ultrasonic vibration. *Tribology international*, 40(3):503–511, 2007.
- [27] Michel Amberg, Frédéric Giraud, Betty Semail, Paolo Olivo, Géry Casiez, and Nicolas Roussel. Stimtac: a tactile input device with programmable friction. In *Proceedings of the 24th annual ACM symposium adjunct on User interface software and technology*, pages 7–8. ACM, 2011.
- [28] Yi Yang. *Design and control of an integrated haptic interface for touch screen applications*. PhD thesis, Lille 1, 2013.
- [29] William A Gross, LA Matsch, V Castelli, A Eshel, JH Vohr, and M Wildmann. Fluid film lubrication. Technical report, John Wiley and Sons, Inc., New York, NY, 1980.

- [30] Frank M White. *Viscous fluid flow*, volume 1. McGraw-Hill Company, 1974.
- [31] Minhang Bao and Heng Yang. Squeeze film air damping in mems. *Sensors and Actuators A: Physical*, 136(1):5–6, 2007.
- [32] WA Michael. Approximate methods for time-dependent gas-film lubrication problems. *Journal of Applied Mechanics*, 30(4):509–517, 1963.
- [33] Cenk Acar, Adam R Schofield, Alexander Trusov, Lynn E Costlow, Andrei M Shkel, et al. Environmentally robust mems vibratory gyroscopes for automotive applications. *Sensors Journal, IEEE*, 9(12):1895–1906, 2009.

Anexos

Anexo A - Dados de entrada para a validação do programa C-NZ.FOR

Os programas de cálculo foram elaborados de forma a gerarem resultados a partir de dados de entrada pré-definidos em formato csv.

O exemplo apresentado de seguida corresponde ao caso unidimensional utilizado na validação do programa C-NZ.FOR.

Dados de entrada	Legenda
2	Tipo de superfície (2-polar plana)
10	IFRONT
56.418958D0	GE [mm]
0D0	GI [mm]
90D0	ANGO [graus]
1D32	Massa [Kg]
0.07383878D4	ω [Hz]
101325D0	p_a [N/m ²]
1.82D-5	μ [N*s/m ²]
100	N_α
100	N_T
1.101,5D0	JA,JB, amplitude
10D0	P_{T0}
1D0	Pressão na fronteira
1D-30	Diferença máxima entre dois valores consecutivos
1500	Número de ciclos
1	Gera ficheiro com resultados (output)

Anexo B - Programas utilizados para o tratamento gráfico

Anexo B.1 - Programa utilizado para a produção de gráficos simples

```
clear all
clc
filename = '/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/73838.78/OUT.CSV';
delimiter = ',';
formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';
fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);
raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col=1:length(dataArray)-1
    raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end
numericData = NaN(size(dataArray{1},1),size(dataArray,2));

for col=[1,2,3]
    rawData = dataArray{col};
    for row=1:size(rawData, 1);
        regexstr = '(?<prefix>.*?)(?<numbers>([-]*\d+[\,]*)+[\.]{0,1}\d*[eEdD]{0,1}[-+]*\d*[i]'\dots
        '{0,1})|([-]*\d+[\,]*)+[\.]{1,1}\d+[eEdD]{0,1}[-+]*\d*[i]{0,1})(?<suffix>.*?)';
        try
            result = regexp(rawData{row}, regexstr, 'names');
            numbers = result.numbers;
            invalidThousandsSeparator = false;
            if any(numbers==' ');
                thousandsRegExp = '^\\d+?(\\,\\d{3})*\\.\\{0,1}\\d*$';
                if isempty(regexp(thousandsRegExp, ',', 'once'));
                    numbers = NaN;
                    invalidThousandsSeparator = true;
                end
            end
            if ~invalidThousandsSeparator;
                numbers = textscan(strrep(numbers, ',', ' '), '%f');
                numericData(row, col) = numbers{1};
                raw{row, col} = numbers{1};
            end
        catch me
            end
        end
        end
    end
R = cellfun(@(x) ~isnumeric(x) && ~islogical(x),raw);
```

```

raw(R) = {NaN};

OUT = cell2mat(raw);

clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans raw col ...
numericData rawData row regexstr result numbers invalidThousandsSeparator thousandsRegExp me R;

i=input('Introduza o número de ciclos: ');

%Pmed adimensional Vs numeros de ciclos
Nciclo=OUT(222:222+i-1,1);
Pmed=OUT(222:222+i-1,2);
Zmassa=OUT(222:222+i-1,3);
scatter(Nciclo,Pmed,'.b')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Pressão Média Adimensional')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig1.fig')
%Gráfico Zmassa
figure,scatter(Nciclo,Zmassa,'.b')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Deslocamento Adimensional da Massa Suportada')
%savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig2.fig')
%Gráfico Pmed em cada nó alfa
No=OUT(222+i:322+i,1);
Palfa=OUT(222+i:322+i,2);
figure, scatter(No,Palfa,'.b')
xlabel('Nó alfa')
ylabel('P(alfa)')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig3.fig')
%Gráfico simétrico a Palfa
No2=(-100:0)';
Palfa2=flipud(Palfa);
figure,scatter(No2,Palfa2,'.b')
hold on
scatter(No,Palfa,'.b')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig4.fig')
%Pressão média em cada nó T
NT=OUT(323+i:423+i,1);
PT=OUT(323+i:423+i,2);
figure,scatter(NT,PT,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('P(T)')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig5.fig')
%Deslocamento Adimensional da massa em cada no T
NoT=OUT(424+i:524+i,1);
Z=OUT(424+i:524+i,2);
subplot(2,1,1)
plot(NoT,Z,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('Z(T)')
%Gráfico combinado com movimento do el. de suporte
x=0:2*pi/101:101;
y=0.5*sin(x/(16));
subplot(2,1,2)
plot(x,y,'.g')
xlabel('Nó T')
ylabel('0.5sen(wt)')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig8.fig')
%Espessura de película adimensional
NoH=OUT(525+i:625+i,1);
H=OUT(525+i:625+i,2);
figure,scatter(NoH,H,'og')
xlabel('Nó T')
ylabel('Espessura de película adimensional')
savefig('/Users/andrepestanda/Dropbox/graficos/circular/wvarM10A20H40/7383.878/fig7.fig')

```

```
Hmin=min(H)
hmin=Hmin*OUT(111,1)

hfinal=Zmassa(i,1)*OUT(111,1)+OUT(111,1)
```

Anexo B.2 - Programa utilizado para a produção de gráficos combinados

```
formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);

raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col=1:length(dataArray)-1
    raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end
numericData = NaN(size(dataArray{1},1),size(dataArray,2));

for col=[1,2,3]
    rawData = dataArray{col};
    for row=1:size(rawData, 1);

        regexstr = '(?<prefix>.*?)(?<numbers>([-]*\d+[\,]*)+[\.]{0,1}\d*[eEdD]{0,1}[-+]*\d*[i]{0,1})'...
        '|([-]*\d+[\,]*)*[\.]{1,1}\d+[eEdD]{0,1}[-+]*\d*[i]{0,1})(?<suffix>.*)';
        try
            result = regexp(rawData{row}, regexstr, 'names');
            numbers = result.numbers;

            invalidThousandsSeparator = false;
            if anp(numbers==' ');
                thousandsRegExp = '^(\d+?(\,\d{3})*\.{0,1}\d*$)';
                if isempty(regexp(thousandsRegExp, ',', 'once'));
                    numbers = NaN;
                    invalidThousandsSeparator = true;
                end
            end
            if ~invalidThousandsSeparator;
                numbers = textscan(strrep(numbers, ',', ' '), '%f');
                numericData(row, col) = numbers{1};
                raw{row, col} = numbers{1};
            end
        catch me
        end
    end
end

R = cellfun(@(x) ~isnumeric(x) && ~islogical(x),raw);
raw(R) = {NaN};
OUT35 = cell2mat(raw);
clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans raw col numericData rawData...
row regexstr result numbers invalidThousandsSeparator thousandsRegExp me R;

%.-----

filename = '/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/OUT45.CSV';
delimiter = ',';

formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);

raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
```

```

formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);

raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col=1:length(dataArray)-1
    raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end
numericData = NaN(size(dataArray{1},1),size(dataArray,2));

for col=[1,2,3]
    rawData = dataArray{col};
    for row=1:size(rawData, 1);

        regexstr = '(?<prefix>.*?)(?<numbers>([-]*\d+[,]*+[\.]{0,1}\d*[eEd]{0,1}[-+]*\d*[i]{0,1})'...'
        '|([-]*\d+[,]*+[\.]{1,1}\d+[eEd]{0,1}[-+]*\d*[i]{0,1}))(?<suffix>.*?);
    try
        result = regexp(rawData{row}, regexstr, 'names');
        numbers = result.numbers;

        invalidThousandsSeparator = false;
        if any(numbers==' ');
            thousandsRegExp = '^(\d+?([, \d{3})*\.{0,1}\d*$)';
            if isempty(regexp(thousandsRegExp, ',', 'once'));
                numbers = NaN;
                invalidThousandsSeparator = true;
            end
        end
        if ~invalidThousandsSeparator;
            numbers = textscan(strrep(numbers, ',', ''), '%f');
            numericData(row, col) = numbers{1};
            raw{row, col} = numbers{1};
        end
    catch me
    end
end
end

R = cellfun(@(x) ~isnumeric(x) && ~islogical(x),raw);
raw(R) = {NaN};
OUT35 = cell2mat(raw);
clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans raw col numericData rawData...
row regexstr result numbers invalidThousandsSeparator thousandsRegExp me R;

%.-----

filename = '/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/OUT45.CSV';
delimiter = ',';

formatSpec = '%s%s%s%[\n\r]';

fileID = fopen(filename,'r');
dataArray = textscan(fileID, formatSpec, 'Delimiter', delimiter, 'ReturnOnError', false);
fclose(fileID);

raw = repmat({''},length(dataArray{1}),length(dataArray)-1);
for col=1:length(dataArray)-1
    raw(1:length(dataArray{col}),col) = dataArray{col};
end
numericData = NaN(size(dataArray{1},1),size(dataArray,2));

for col=[1,2,3]

```

```

R = cellfun(@(x) ~isnumeric(x) && ~islogical(x),raw);
raw(R) = {NaN};
OUT45 = cell2mat(raw);
clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans raw col numericData rawData row...
regexstr result numbers invalidThousandsSeparator thousandsRegExp me R;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Gráficos de Comparação%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

N25=input('numero de ciclos para h25: ');
N35=input('numero de ciclos para h35: ');
N45=input('numero de ciclos para h45: ');

% máximo valor para nciclos
A=[N25 N35 N45];
m=max(A);
Nciclo=(1:m)';

%Aumento da dimensão das matrizes com valor
%de estabilização
for i=1:m;
val25=OUT25(222+N25-1,2);
pmed25=OUT25(222:222+N25-1,2);
pmed25(N25:m,1)=val25;

zval25=OUT25(222+N25-1,3);
zmassa25=OUT25(222:222+N25-1,3);
zmassa25(N25:m,1)=zval25;
%-----
val35=OUT35(222+N35-1,2);
pmed35=OUT35(222:222+N35-1,2);
pmed35(N35:m,1)=val35;

zval35=OUT35(222+N35-1,3);
zmassa35=OUT35(222:222+N35-1,3);
zmassa35(N35:m,1)=zval35;
%-----
val45=OUT45(222+N45-1,2);
pmed45=OUT45(222:222+N45-1,2);
pmed45(N45:m,1)=val45;

zval45=OUT45(222+N45-1,3);
zmassa45=OUT45(222:222+N45-1,3);
zmassa45(N45:m,1)=zval45;

end

%Gráfico pressão media adimensional vs nciclos
scatter(Nciclo,pmed25,'.b')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Pressão Média Adimensional')
hold on
scatter(Nciclo,pmed35,'.k')
hold on
scatter(Nciclo,pmed45,'.r')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
axis([0,70,1,1.27])

```

```

R = cellfun(@(x) ~isnumeric(x) && ~islogical(x),raw);
raw(R) = {NaN};
OUT45 = cell2mat(raw);
clearvars filename delimiter formatSpec fileID dataArray ans raw col numericData rawData row...
regexstr result numbers invalidThousandsSeparator thousandsRegExp me R;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%Gráficos de Comparação%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

N25=input('numero de ciclos para h25: ');
N35=input('numero de ciclos para h35: ');
N45=input('numero de ciclos para h45: ');

% máximo valor para nciclos
A=[N25 N35 N45];
m=max(A);
Nciclo=(1:m)';

%Aumento da dimensão das matrizes com valor
%de estabilização
for i=1:m;
val25=OUT25(222+N25-1,2);
pmed25=OUT25(222:222+N25-1,2);
pmed25(N25:m,1)=val25;

zval25=OUT25(222+N25-1,3);
zmassa25=OUT25(222:222+N25-1,3);
zmassa25(N25:m,1)=zval25;
%-----
val35=OUT35(222+N35-1,2);
pmed35=OUT35(222:222+N35-1,2);
pmed35(N35:m,1)=val35;

zval35=OUT35(222+N35-1,3);
zmassa35=OUT35(222:222+N35-1,3);
zmassa35(N35:m,1)=zval35;
%-----
val45=OUT45(222+N45-1,2);
pmed45=OUT45(222:222+N45-1,2);
pmed45(N45:m,1)=val45;

zval45=OUT45(222+N45-1,3);
zmassa45=OUT45(222:222+N45-1,3);
zmassa45(N45:m,1)=zval45;

end

%Gráfico pressão media adimensional vs nciclos
scatter(Nciclo,pmed25,'.b')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Pressão Média Adimensional')
hold on
scatter(Nciclo,pmed35,'.k')
hold on
scatter(Nciclo,pmed45,'.r')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
axis([0,70,1,1.27])

```



```

scatter(NoT,Z45,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('Z(T)')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepeana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig6.fig')

%Espessura Adimensional de película
NoH=OUT25(525+N25:625+N25,1);
H25=OUT25(525+N25:625+N25,2);
H35=OUT35(525+N35:625+N35,2);
H45=OUT45(525+N45:625+N45,2);
figure,scatter(NoH,H25,'.b')
hold on
scatter(NoH,H35,'.k')
hold on
scatter(NoH,H45,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('Espessura de película adimensional')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepeana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig7.fig')

%Distancia do elemento de suporte ao suportado após estabilização (verificação)
DM25=zmassa25(1:m,1)*OUT25(111,1)+OUT25(111,1);
DM35=zmassa35(1:m,1)*OUT35(111,1)+OUT35(111,1);
DM45=zmassa45(1:m,1)*OUT45(111,1)+OUT45(111,1);
figure,scatter(Nciclo,DM25,'.b')
hold on
scatter(Nciclo,DM35,'.k')
hold on
scatter(Nciclo,DM45,'.r')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Distancia entre Elemento de suporte e suportado [micrometros]')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepeana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig8.fig')

```

```

scatter(NoT,Z45,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('Z(T)')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig6.fig')

%Espessura Adimensional de película
NoH=OUT25(525+N25:625+N25,1);
H25=OUT25(525+N25:625+N25,2);
H35=OUT35(525+N35:625+N35,2);
H45=OUT45(525+N45:625+N45,2);
figure,scatter(NoH,H25,'.b')
hold on
scatter(NoH,H35,'.k')
hold on
scatter(NoH,H45,'.r')
xlabel('Nó T')
ylabel('Espessura de película adimensional')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig7.fig')

%Distancia do elemento de suporte ao suportado após estabilização (verificação)
DM25=zmassa25(1:m,1)*OUT25(111,1)+OUT25(111,1);
DM35=zmassa35(1:m,1)*OUT35(111,1)+OUT35(111,1);
DM45=zmassa45(1:m,1)*OUT45(111,1)+OUT45(111,1);
figure,scatter(Nciclo,DM25,'.b')
hold on
scatter(Nciclo,DM35,'.k')
hold on
scatter(Nciclo,DM45,'.r')
xlabel('Número de ciclos')
ylabel('Distancia entre Elemento de suporte e suportado [micrometros]')
legend('h0=25','h0=35','h0=45')
savefig('/Users/andrepestana/Dropbox/graficos/circular/hvarzvarM10/738.3878/fig8.fig')

```